



Universidad
Carlos III de Madrid

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS EN CREO DE LA HUELLA
RUEDA-CARRIL**

Autor: Sandra Poncio González

Tutor: Alejandro Bustos Caballero

Leganés, Junio de 2016

Título: Análisis en CREO de la huella rueda-carril
Autora: Sandra Poncio González
Director: Alejandro Bustos Caballero

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo Fin de Grado el día 11 de julio de 2016 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a toda mi familia el gran apoyo que me han dado durante esta etapa de mi vida, siempre han estado en las buenas y en las no tan buenas. Gracias a ellos hoy en día estoy donde estoy y soy quien soy.

También me gustaría agradecer a mi tutor Alejandro Bustos Caballero toda la ayuda que me ha ofrecido para poder llevar a cabo este trabajo, al igual que a Higinio Rubio Alonso, con esas largas tutorías en las que nos acababa contando sus batallitas.

Gracias a toda la gente que me apoya y que nunca ha dejado de confiar en mí.

RESUMEN

Este trabajo está ambientado en el sector de la ingeniería ferroviaria, centrándose sobre todo en el fenómeno del contacto rueda-carril (propio de la tracción ferroviaria convencional) y rueda-rodillo (propio de la tracción en los bancos de pruebas).

Se parte de un modelo rueda-carril donde la rueda se diseña según las normativas vigentes en este sector y el carril se modela siguiendo un perfil UIC. Una vez modeladas las geometrías de rueda y carril en PTC Creo Parametric, se implementará el modelo de elementos finitos y simulará éste variando la carga aplicada.

Siguiendo el proceso anterior, se diseñará el modelo rueda-rodillo con los datos procedentes de un banco de ensayos, donde la rueda es similar a la anterior y el rodillo se diseña con un perfil UIC y un diámetro que se irá variando para ver su efecto en el contacto. Este modelo de elementos finitos se simulará en PTC Creo Simulate.

Una vez simulados los dos modelos, se grafican los resultados obtenidos de los parámetros: presión de contacto, tensión de Von Mises y área de contacto. Para verificar estos resultados se compararán con un modelo hertziano de contacto.

Palabras clave: Contacto, rueda, carril, rodillo, banco de ensayos, PTC Creo.

ABSTRACT

This document is set in the railway engineering sector, focusing primarily on the phenomenon of wheel-rail contact (characteristic of the conventional rail traction) and wheel-roller (characteristic of test-rigs traction).

It is started from a wheel-rail model where the wheel is designed in accordance with the existing regulations in this sector and the rail is modeled following an UIC profile. Once wheel and rail geometries are modeled in PTC Creo Parametric, the finite element model will be implemented and simulated varying the applied load.

Following the above process, the wheel-roller model with data from a test rig, where the wheel is similar to the previous one and the roller is designed according to an UIC profile and a diameter which will vary in order to see its effects in the contact phenomenon.

After simulating both models, it is plotted the obtained parameters: contact pressure, Von Mises stress and contact area. To verify these results, they will be compared with a Hertzian contact model.

Keywords: contact, wheel, rail, roller, test rig, PTC Creo.

Índice

1. Introducción	1
1.1. Ámbito y motivación	2
1.2. Objetivos	4
1.3. Etapas del proyecto	5
1.4. Estructura del documento	5
 2. Complementos teóricos ferroviarios	 7
2.1. Material Rodante	8
2.1.1. Bogies	8
2.1.2. Ejes	9
2.1.3. Ruedas	10
2.1.4. Cajas de grasa	11
2.1.5. Placas de guarda	13
2.1.6. Elementos de suspensión	13
2.2. La vía ferroviaria	15
2.2.1. Infraestructura	15
2.2.2. Superestructura	16
2.2.2.1. La vía	16
2.2.2.2. Aparatos de la vía	18
2.2.2.3. Cambios de aguja	19
2.2.2.4. Señales	19
2.2.2.5. Electrificación	20
2.3. Teorías del contacto rueda-carril	21
2.3.1. Introducción	21
2.3.2. Teoría de Hertz	22
2.3.3. Pseudo-deslizamiento	25
2.3.4. Teoría de Johnson & Vermeulen	26
2.3.5. Teoría de Kalker	27
2.3.5.1. Teoría Simplificada	28
 3. Descripción de la herramienta empleada	 29
3.1. PTC Creo	30
3.2. Parametric	31
3.3. Simulate	37
 4. Metodología	 39
4.1. Introducción	40
4.2. Desarrollo de la metodología	40
4.2.1. Diseño de los elementos	40
4.2.2. Asignación del material	46
4.2.3. Restricciones, cargas y fuerzas	47
4.2.4. Mallado	52
4.2.5. Resultados teóricos	53

5. Desarrollo del proyecto y resultados	54
5.1. Introducción	55
5.2. Modelo rueda-carril con carga vertical variable	56
5.3. Modelo rueda-carril con carga vertical y coeficiente de fricción	60
5.4. Modelo rueda-carril con una fuerza axial	63
5.5. Modelo rueda-carril con una fuerza longitudinal	65
5.6. Modelo rueda-rodillo con variación del radio del rodillo	66
5.7. Modelo rueda-rodillo ancho	71
6. Conclusiones y trabajos futuros	76
6.1. Conclusiones	77
6.2. Trabajos futuros	78
7. Presupuesto	79
7.1. Planificación	80
7.2. Presupuesto	81
7.2.1. Personal	81
7.2.2. Equipos	82
7.2.3. Softwares	82
7.2.4. Costes varios	82
7.2.5. Costes directos	83
7.2.6. Beneficio y costes indirectos	83
7.2.7. Total	83
8. Referencias bibliográficas	84
9. Anexos	87
Anexo A: Modelo rueda-carril variando la carga	88
Anexo B: Modelo rueda-rodillo con variación del radio del rodillo .	106
Anexo C: Modelo rueda-rodillo ancho	128

Índice de figuras

Figura 1.1. Banco de ensayo de bogie ferroviario Danobat	3
Figura 1.2. Banco de ensayos a escala real de Lucchini (Italy).....	3
Figura 2.1. Bogie motor	8
Figura 2.2. Bogie remolcado	8
Figura 2.3. Bogie de dos ejes	9
Figura 2.4. Bogie de tres ejes	9
Figura 2.5. Partes de un eje	9
Figura 2.6. Estructura de una rueda	10
Figura 2.7. Conicidad de las ruedas, posición de estas al girar	10
Figura 2.8. Movimiento de lazo	11
Figura 2.9. Perfil de la rueda	11
Figura 2.10. Rodamiento de rodillos cilíndricos	12
Figura 2.11. (a) (b) Rodamientos de rodillos cónicos	12
Figura 2.12. Partes de la placa de guarda	13
Figura 2.13. Suspensión primaria y secundaria	13
Figura 2.14. Partes de una ballesta	14
Figura 2.15. Resortes helicoidales	14
Figura 2.16. Muelles de elastómeros	14
Figura 2.17. Partes de la suspensión neumática	15
Figura 2.18. Cambios de rasante	16
Figuras 2.19. (a) (b) Trincheras y Terraplenes	16
Figura 2.20. Elementos de una vía	16
Figura 2.21. Partes del carril	17
Figura 2.22. Traviesa mixta	18
Figura 2.23. Cambio de aguja eléctrico	19
Figura 2.24. Cambio de aguja mecánico	19
Figura 2.25. Cambio de aguja manual	19
Figura 2.26. Conjunto de soporte y conjunto de atirantado	20
Figura 2.27. Superficie de contacto entre dos esferas	22

Figura 2.28. Radios de curvatura del carril y la rueda	23
Figura 2.29. Superficie de contacto entre dos cilindros paralelos	23
Figura 2.30. Superficie de contacto rueda-carril	24
Figura 2.31. Distribución de presiones	24
Figura 2.32. Distribución de tensiones en el contacto rueda-carril	25
Figura 2.33. Zona de adhesión y deslizamiento	26
Figura 3.1. Selección de nuevo archivo	31
Figura 3.2. Selección de unidades	32
Figura 3.3. Ventana de comienzo	32
Figura 3.4. Pantalla de esbozo	33
Figura 3.5. Herramientas disponibles	33
Figura 3.6. Opción de chapa	33
Figura 3.7. Operaciones para chapa	34
Figura 3.8. Ejemplo de chapa	34
Figura 3.9. Operaciones para realizar en chapa	34
Figura 3.10. Módulo de conjunto	35
Figura 3.11. Montar los conjuntos	35
Figura 3.12. (a) (b) (c) Restringir las piezas	36
Figura 3.13. Fuerzas y restricciones para el modelo	37
Figura 3.14. Ejemplo de malla	37
Figura 3.15. (a) (b) Resultados que se obtienen	38
Figura 4.1. Esbozo del eje	40
Figura 4.2. Eje	41
Figura 4.3. Perfil de la rueda	41
Figura 4.4. Rueda	41
Figura 4.5. Perfil del carril	42
Figura 4.6. Carril	42
Figura 4.7. Perfil del rodillo	42
Figura 4.8. Rodillo	43
Figura 4.9. (a) (b) Montaje ruedas sobre eje	43

Figura 4.10. (a) (b) Montaje completo modelo rueda-carril	44
Figura 4.11. Relación del parámetro DIAMETRO	45
Figura 4.12. (a) (b) Montaje completo modelo rueda-rodillo	45
Figura 4.13. Acero en Creo Simulate	47
Figura 4.14. Empotramiento de los carriles	47
Figura 4.15. Restricciones de desplazamiento del eje en el modelo rueda-carril	48
Figura 4.16. Carga vertical en el modelo rueda-carril	48
Figura 4.17. Carga vertical con coeficiente de fricción en el modelo rueda-carril	49
Figura 4.18. Movimiento libre en dirección axial	49
Figura 4.19. Fuerza axial	49
Figura 4.20. Análisis con par torsor	50
Figura 4.21. Restricciones del eje en el modelo rueda-rodillo	51
Figura 4.22. Empotramiento del rodillo en la zona central	51
Figura 4.23. Carga vertical en el modelo rueda-rodillo	52
Figura 4.24. Mallado rueda y carril	52
Figura 4.25. Mallado rueda y rodillo	52
Diagrama 4.26. Esquema de la metodología	53
Figura 5.1. Carga vertical variable en el modelo rueda-carril	56
Figura 5.2. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-carril con carga vertical de 20 T	56
Figura 5.3. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-carril con carga vertical de 20 T	57
Figura 5.4. Desplazamiento en el modelo rueda-carril con carga vertical de 20 T	57
Figura 5.5. Gráfica Presión de contacto-Carga del modelo rueda-carril	58
Figura 5.6. Gráfica Tensión de Von Mises-Carga del modelo rueda-carril	59
Figura 5.7. Gráfica Área de contacto-Carga del modelo rueda-carril	59
Figura 5.8. Carga vertical con coeficiente de fricción en el modelo rueda-carril	60
Figura 5.9. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-carril con carga de 20 T con fricción	60
Figura 5.10. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-carril con carga de 20 T con fricción	61
Figura 5.11. Desplazamiento en el modelo rueda-carril con carga con fricción	61

Figura 5.12. Fuerza axial en el modelo rueda-carril	63
Figura 5.13. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-carril con fuerza axial	63
Figura 5.14. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-carril con fuerza axial	64
Figura 5.15. Desplazamiento en el modelo rueda-carril con fuerza axial	64
Figura 5.16. Par torsor y muelles en el modelo rueda-carril	65
Figura 5.17. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-carril con par torsor	65
Figura 5.18. Desplazamiento en el modelo rueda-carril con par torsor	66
Figura 5.19. Modelo rueda-rodillo	66
Figura 5.20. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-rodillo de radio 200 mm	67
Figura 5.21. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-rodillo de radio 200 mm	67
Figura 5.22. Desplazamiento en el modelo rueda-rodillo de radio 200 mm	68
Figura 5.23. Gráfica Presión de contacto-Radio del rodillo	69
Figura 5.24. Gráfica Tensión de Von Mises-Radio del rodillo	69
Figura 5.25. Gráfica Área de contacto-Radio del rodillo	70
Figura 5.26. Perfil de la rueda modificada	71
Figura 5.27. Perfil del rodillo modificado	71
Figura 5.28. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-rodillo ancho de radio 175 mm	72
Figura 5.29. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-rodillo ancho de radio 175 mm	72
Figura 5.30. Desplazamiento en el modelo rueda-rodillo ancho de radio 175 mm	73
Figura 5.31. Gráfica Presión de contacto-Radio del rodillo ancho	74
Figura 5.32. Gráfica Tensión de Von Mises- Radio del rodillo ancho	74
Figura 5.33. Gráfica Área de contacto-Radio del rodillo ancho	75
Figura 7.1. Diagrama de Gantt	81

Índice de Tablas

Tabla 2. Coeficientes de deslizamiento	28
Tabla 4. Contenido máximo de los componentes del acero R8	46
Tabla 5.1. Modelo Hertz con variación de carga	55
Tabla 5.2. Modelo Hertz con variación del radio del rodillo	55
Tabla 5.3. Resultados del análisis con variación de carga	58
Tabla 5.4. Resultados del modelo rueda-rodillo	68
Tabla 5.5. Resultados del modelo rueda-rodillo ancho	73
Tabla 6.1. Coste del personal	81
Tabla 6.2. Coste de los equipos	82
Tabla 6.3. Coste del software	82

1.Introducción

1.1. Ámbito y Motivación

Actualmente, el ferrocarril es uno de los medios de transporte más empleados para largas distancias debido a su comodidad y fiabilidad, tanto para pasajeros como para mercancías. Debido a esto y a los avances de las nuevas tecnologías se le incorporan de constantes mejoras.

En España, el sector ferroviario está muy desarrollado, contando con empresas muy importantes como Talgo o CAF, punteras a nivel mundial en Alta Velocidad.

Uno de los proyectos internacionales más importantes que se está llevando a cabo hoy en día es el sistema ferroviario de alta velocidad Medina-La Meca, sin embargo todavía es necesario solucionar algunos problemas que van surgiendo, como la abundante arena que cubre las vías, haciendo difícil la circulación del tren sobre ellas.

Es crucial realizar estudios previos antes de llevar a cabo cualquier mejora, ya que el riesgo que suponen las nuevas incorporaciones es muy elevado. Los accidentes ferroviarios son muy peligrosos y aunque se den en muy pocas ocasiones, cuando esto sucede, las pérdidas tanto personales como materiales son muy graves.

El estudio del fenómeno del contacto rueda-carril es un tema de mucha importancia, debido a las presiones y tensiones que se crean en él, que condicionan la velocidad y la operatividad del tren.

Muchos de los problemas de la ingeniería están gobernados por ecuaciones diferenciales o integrables. La complejidad de la geometría o las condiciones de contorno impiden, en muchos de los problemas del mundo real, obtener una solución exacta del análisis considerado, por lo que se recurre a técnicas numéricas para la resolución de las ecuaciones que gobiernan los fenómenos físicos [30].

El método de los Elementos Finitos es una de estas técnicas numéricas, muy apropiada para su implementación en computadores, dada su facilidad para el manejo de algoritmos numéricos, rapidez en los cálculos y precisión de respuesta. Esta técnica puede ser aplicada para la resolución de problemas de diversa índole, como mecánica de sólidos, mecánica de fluidos, transferencia de calor, vibraciones, etcétera, siendo los procesos de resolución en cada uno de estos campos similares [30].

Para verificar los resultados obtenidos de los modelos teóricos son necesarias las pruebas experimentales, las cuales se realizan en un denominado banco de ensayo, muy útiles para conocer adecuadamente la dinámica del ferrocarril, debido a que se encuentran en condiciones más controladas que en una vía abierta.

Dos ejemplos de estos bancos de ensayo son, el modelo DTR-25 de Danobat (figura 1.1) y el banco de Lucchini (figura 1.2). Las tareas principales que permite realizar son de verificación, reparación y entrega de bogies en condiciones óptimas. El equipo permite simular el movimiento del bogie sobre los raíles a una velocidad superior de 100 km/h. El desarrollo de estos bancos permite ahorrar tiempo y optimizar el mantenimiento del tren, lo cual es una ventaja a la hora de probar nuevos componentes [28-29].



Figura 1.1. Banco de ensayo de bogie ferroviario Danobat.

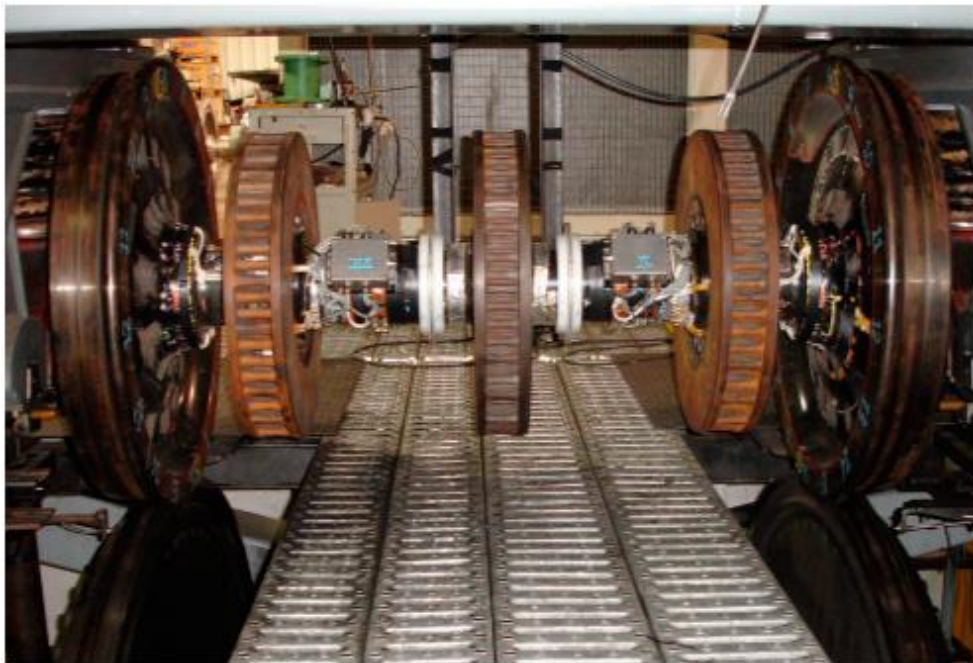


Figura 1.2. Banco de ensayos a escala real de Lucchini (Italy)

Otro aspecto muy importante a considerar en el sector ferroviario son las normativas vigentes en este sector, ya que todos los elementos están normalizados. También los procesos de mantenimiento, tiempos de operatividad, y muchas más condiciones están regulados.

El entorno descrito es el marco socio-económico y el marco tecnológico en el que se va a desarrollar el trabajo.

1.2. Objetivos

El presente Trabajo Fin de Grado (TFG) se enmarca dentro de las líneas de investigación que el grupo MAQLAB, de la Universidad Carlos III de Madrid, dedica al campo del ferrocarril, como son la mejora de los elementos rodantes o de la seguridad de los vehículos ferroviarios.

Más específicamente, este estudio surge de la necesidad de analizar en detalle el comportamiento de un banco de ensayo de bogies, especialmente el contacto entre las ruedas y los rodillos de tracción de dicho banco. Es en este aspecto donde se centra el presente TFG.

Concretando, el objetivo principal de este Trabajo Fin de Grado es:

“El diseño y análisis de modelos numéricos sobre PTC CREO que permitan conocer fielmente el fenómeno de los contactos rueda-carril y rueda-rodillo.”

Para poder llevar a cabo este objetivo principal es necesario que los modelos, rueda-carril y rueda-rodillo, se asemejen lo más posible a un sistema real, por lo se deben superar unos objetivos intermedios:

- Conocer las normativas vigentes en el sector ferroviario, necesarias para crear la geometría de todos los elementos necesarios para implementar los modelos rueda-carril y rueda-rodillo.
- Crear un modelado realista de los elementos mecánicos a simular (ruedas, ejes, vías y rodillos).
- Establecer en los modelos unas condiciones de contorno realistas, adecuadas para el estudio del fenómeno deseado.
- Definir un mallado adecuado para cada zona de los elementos del modelo, refinando éste en la parte donde se produce el contacto.
- Establecer e implementar unas condiciones operativas en un modelo de elementos finitos que simule adecuadamente los fenómenos de contacto genérico rueda-carril y el contacto en banco de ensayos rueda-rodillo.
- Analizar la evolución de parámetros como la elipse de contacto, la presión superficial o la tensión de Von Mises.
- Comparar los resultados obtenidos de los modelos rueda-carril y rueda-rodillo con los datos teóricos de un modelo de contacto de Hertz.

Para concretar las geometrías de los elementos mecánicos se utilizarán las especificadas en las normativas existentes.

Para el modelado geométrico de los elementos mecánicos se usará el software PTC Creo Parametric y en cuanto a las simulaciones, se realizarán con el PTC Creo Simulate.

Para procesar los resultados se emplearán gráficas y tablas desarrolladas en Microsoft Excel.

1.3. Etapas del proyecto

Las etapas por las que todo proyecto ha de pasar son:

- 1- Inicio: Trata de definir el proyecto y todo lo que implica su realización. En este caso se definen los elementos principales de un ferrocarril así como la infraestructura y superestructura, también se hace una introducción a las teorías sobre el contacto, y se detalla el programa con el que se va a trabajar.
- 2- Planificación: se planifican las acciones que se llevarán a cabo teniendo en cuenta los recursos de los que se dispone y el tiempo para realizar el trabajo. Para comenzar se modelan los elementos y se crean los modelos rueda-carril y rueda-rodillo para posteriormente analizarlos pudiendo comparar los resultados obtenidos.
- 3- Ejecución: Se procede a la realización de todo lo planificado en la etapa anterior. Analizar los modelos con PTC Creo y sacar conclusiones acerca de los resultados.
- 4- Seguimiento y control: Esta etapa es importante para detectar posibles fallos y poder solucionarlos a tiempo.
- 5- Cierre del proyecto: Finalización del proyecto con resultados satisfactorios y cumpliendo todos los objetivos impuestos.

1.4. Estructura del documento

El trabajo está estructurado en 8 capítulos distintos y 3 anexos:

- Capítulo 1: Introducción. Donde se introducen los objetivos principales y las motivaciones que han empujado para llevar a cabo este proyecto.
- Capítulo 2: Complementos teóricos ferroviarios. Describe brevemente los componentes principales de los que está compuesto un ferrocarril, para comprender su funcionamiento. También se describen las teorías principales que explican el contacto rueda-carril.
- Capítulo 3: Descripción de la herramienta empleada. Se detalla el funcionamiento del programa PTC Creo y todas las aplicaciones que contiene.
- Capítulo 4: Metodología. Se explica paso a paso cómo se ha ido realizando el trabajo y los resultados que se deben obtener.
- Capítulo 5: Desarrollo del proyecto y resultados. Se analizan los modelos con sus respectivas variaciones y se obtienen los resultados.
- Capítulo 6: Conclusiones y trabajos futuros. Se extraen conclusiones de los resultados obtenidos y se proponen trabajos futuros para continuar e implementar el presente.
- Capítulo 7: Presupuesto. Expone el coste aproximado del proyecto y la planificación con la que se ha llevado a cabo.

- Capítulo 8: Referencias y bibliografía. Indica todos los documentos de los que se ha obtenido información.
- Anexo A. Incorpora los resultados obtenidos del modelo rueda-carril con variación de carga.
- Anexo B. Incorpora los resultados obtenidos del modelo rueda-rodillo con variación del radio del rodillo.
- Anexo C. Incorpora los resultados obtenidos del modelo rueda-rodillo ancho con variación del radio del rodillo.

2. Complementos teóricos ferroviarios

2.1. Material rodante

En este apartado, la información para describir todos los elementos se ha obtenido de las referencias [2, 4-5].

Cómo material rodante ferroviario se denomina a todo aquello que es apto para circular por las líneas ferroviarias. Pueden ser tanto materiales con motor, como remolcados. Los elementos principales son:

- Coches
- Bogies
- Ejes
- Ruedas
- Cajas de grasa
- Placas de guarda
- Elementos de suspensión

2.1.1. Bogies

El bogie es una estructura la cual se encarga de soportar las cajas, ya sean coches o vagones, y es capaz de girar de forma independiente a estas.

Existen bogies motor (figura 2.1) y bogies remolcados (figura 2.2), la única diferencia entre ambos es que el remolcado no está dispuesto de motor ni de reductora.

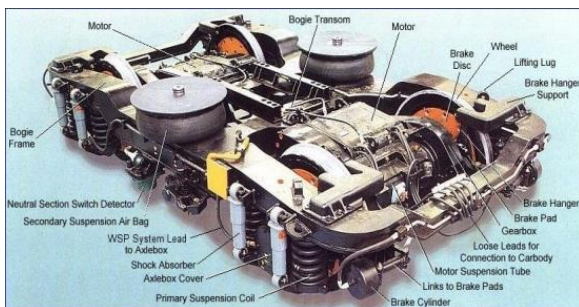


Figura 2.1. Bogie motor.



Figura 2.2. Bogie remolcado.

Las funciones fundamentales del bogie son:

- Soportar el peso que supone la caja.
- Asegurar estabilidad en cualquier tramo del trayecto, ya sea recto, curvo, en pendiente, etc.
- Hacer un guiado correcto y seguro del vehículo por las vías.
- Absorber la energía que provenga de las imperfecciones de la vía para proporcionar confort a los pasajeros, mediante los sistemas de suspensión y amortiguamiento.

- Garantizar el buen estado de los componentes del vehículo como de la vía, minimizando el desgaste.

Los tipos de bogies más empleados son los que disponen de dos ejes (figura 2.3), sin embargo también existen de tres (figura 2.4) e incluso de cuatro ejes, siendo estos últimos los menos frecuentes.

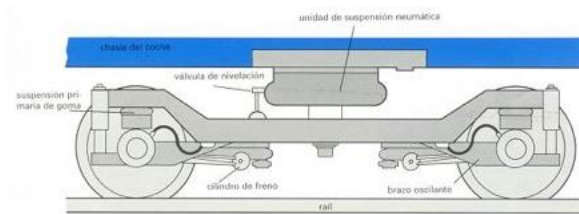


Figura 2.3. Bogie de dos ejes.



Figura 2.4. Bogie de tres ejes.

Los componentes principales de los que está compuesto un bogie son:

- El bastidor, el cual es un “esqueleto” en forma de H que compone un cuerpo rígido, es la base sobre la que se dispondrán el resto de componentes.
- Los reductores, se podría decir que es similar a una caja de cambios de un automóvil, ya que la función principal que tiene este sistema de engranajes es poder variar el par motor.
- El sistema de suspensión primario y secundario.

2.1.2. Ejes montados

Consiste en un eje sobre el cual están caladas las dos ruedas, y siguen las especificaciones que existen para cada tipo de vehículo ferroviario.

El eje (figura 2.5) está compuesto por tres partes fundamentales:

- Fuste: también denominado cuerpo del eje, es la parte que está comprendida entre ambas ruedas.
- Secciones de calaje: zona donde las ruedas son caladas.
- Manguetas: sobre las que reposan los cojinetes de las cajas de grasa, y a su vez soportan el peso suspendido del vehículo.

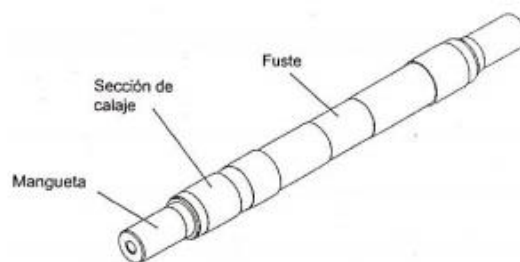


Figura 2.5. Partes de un eje.

Los ejes montados deben proporcionar una distancia necesaria entre el vehículo y la vía, también es el encargado de transmitir las fuerzas de tracción y de frenado a los raíles, y debe ser capaz de mantener la orientación adecuada que haga que el movimiento del vehículo esté dentro del ancho de carril.

2.1.3 Ruedas

La rueda (figura 2.6) se divide en dos partes:

- Centro de la rueda
- Llanta, la cual está en contacto directo con el carril y sufre desgaste.

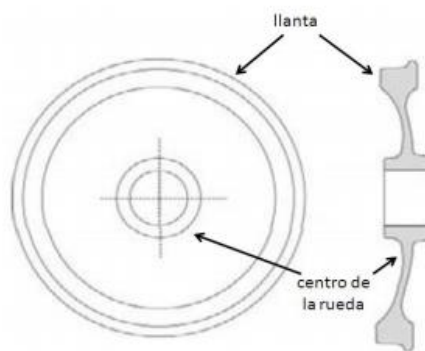


Figura 2.6. Estructura de una rueda.

Los diámetros entre los que se puede variar están entre los 600 y 900 mm, dependiendo de la utilidad que se le vaya a dar al vehículo ferroviario.

Las ruedas poseen una cierta conicidad (figura 2.7), la cual es debida a esa rigidez entre eje y ruedas. Si no existiera esta conicidad, haría que las ruedas girasen a la misma velocidad, en una recta no habría problema aparente, sin embargo en las curvas, para que no deslizaran, la rueda exterior deberá girar más deprisa que la interior y esto solo se consigue haciendo que la rueda exterior gire con un radio mayor.

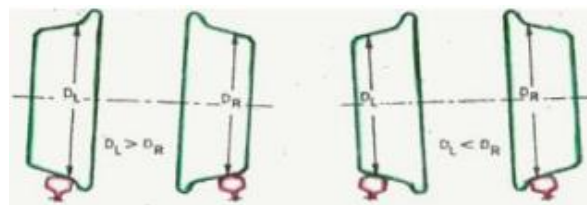


Figura 2.7. Conicidad de las ruedas, posición de estas al girar.

Esta conicidad provocará un movimiento de lazo, como el que se muestra en la figura 2.8.

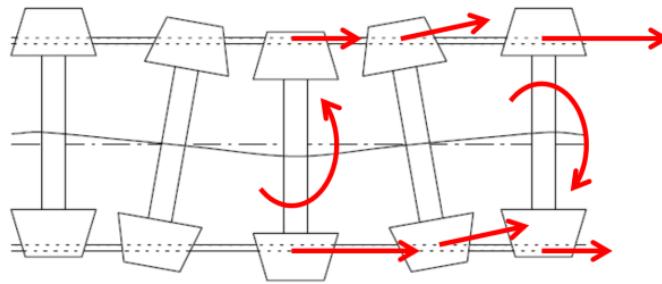


Figura 2.8. Movimiento de lazo.

Los perfiles de las llantas están normalizados mediante UIC, los más comunes son, el UIC 45 y el UIC 54, que corresponden a carriles de 45 Kg por metro y 54 Kg por metro respectivamente. En la siguiente figura 2.9 se puede observar el perfil de rodadura que poseen las llantas.

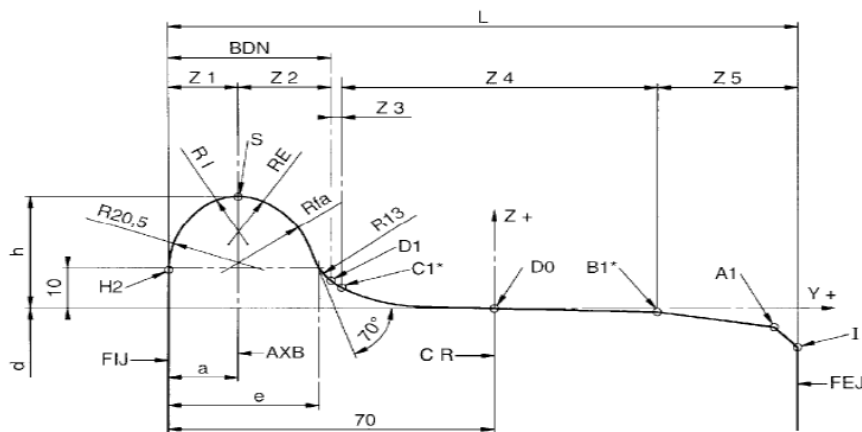


Figura 2.9. Perfil de la rueda.

2.1.4. Cajas de grasa

Es un elemento que permite que el eje gire y se transmitan todos los esfuerzos, así como mantener un enlace entre el eje y la suspensión.

Los rodamientos que se encuentran en estas cajas de grasa pueden ser de bolas, de rodillos cilíndricos o de rodillos cónicos. También hay rodamientos planos pero estos no son muy eficaces y se dejaron de emplear.

- Los rodamientos de rodillos cilíndricos (figura 2.10) poseen una gran capacidad para soportar elevadas cargas radiales, pero no son capaces de transmitir fuerzas axiales. Se suelen emplear en zonas donde se necesiten soportar grandes fuerzas a altas velocidades de giro [6].



Figura 2.10. Rodamiento de rodillos cilíndricos.

- Los rodamientos de rodillos cónicos (figura 2.11) pueden soportar altas cargas radiales y axiales gracias a su inclinación en el eje de rotación, sin embargo se emplean para velocidades medias [6].



Figura 2.11. (a) (b) Rodamientos de rodillos cónicos.

- Los rodamientos de bolas, existen varios tipos dentro de estos rodamientos, de bolas de contacto angular que debido a su ángulo de contacto permiten soportar cargas axiales y radiales. Los de bolas de empuje o axiales pueden aguantar cargas axiales pero no radiales. Los de bolas de ranura profunda soportan ambos tipos de carga y debido a su bajo par de rotación son los más indicados para aplicaciones que exijan elevada velocidad. Y los de bolas autolineantes tienen una baja capacidad de carga axial debido al pequeño valor que tiene el ángulo de contacto [6].

2.1.5. Placas de guarda

Se trata de una pieza con forma de pinza, entre la cual se desliza la caja de grasa, cuyas partes se muestran en la figura 2.12.

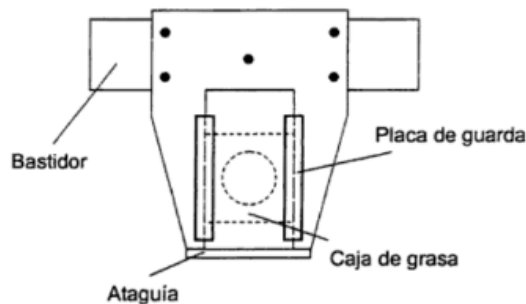


Figura 2.12. Partes de la placa de guarda.

Su función es, principalmente, situar la caja de grasa en su posición normal y sostener el eje en caso de que la suspensión sufra cualquier problema.

La ataguía es la pieza encargada de enlazar las dos guías de la placa de guarda, estas guías se desgastan por la acción del rozamiento.

Es necesario que entre la placa de guarda y las guías de la caja se deje un juego, en dirección longitudinal, para que en los tramos curvos, los resortes transmitan al resto del bogie los choques que sufre la caja.

Sin embargo a medida que se van desgastando las guías, el juego va siendo cada vez mayor, lo cual puede suponer algunos problemas, tales como no mantener el eje en su sitio y hacer que se produzca un excesivo movimiento de lazo.

2.1.6. Elementos de suspensión

La suspensión es el conjunto de elementos elásticos y amortiguadores destinados a proporcionar seguridad y confort a los pasajeros, así como proteger a todos los componentes del vehículo y asegurar la estabilidad del mismo.

Existen dos tipos de suspensión, la primaria y secundaria (figura 2.13). La suspensión primaria se encarga de amortiguar los esfuerzos que se producen entre las ruedas y el propio bogie, y la suspensión secundaria de amortiguar los esfuerzos entre el bogie y la caja.

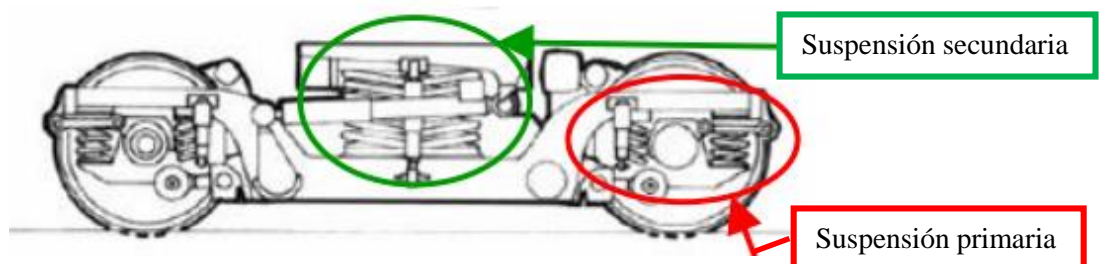


Figura 2.13. Suspensión primaria y secundaria.

Los elementos más empleados para la suspensión son:

- Ballestas: son un conjunto de láminas de acero superpuestas que trabajan de forma conjunta. Es uno de los componentes más antiguos, y hoy en día se siguen usando gracias a las ventajas que aportan, son baratas, tienen amortiguamiento propio y pueden realizar guiado lateral y longitudinal. (figura 2.14).

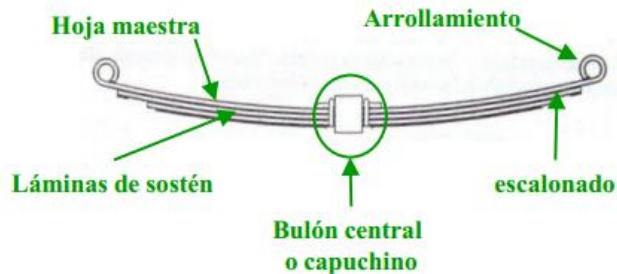


Figura 2.14. Partes de una ballesta.

- Resortes helicoidales: comprendidos por unas barras de acero que poseen una elevada resistencia, y forman una hélice. Trabajan a flexión, sin embargo cuentan con amortiguamiento propio, por lo que deben ir equipados con algún tipo de elemento amortiguador. Las ventajas que presentan, son la compactación y una regulación más precisa. (figura 2.15).



Figura 2.15. Resortes helicoidales.

- Muelles de elastómeros: están fabricados de caucho o materiales compuestos. Sus ventajas son, la reducción de los ruidos causados por las altas frecuencias, y evitar el desgaste que se pueda producir entre las superficies de deslizamiento. También tiene inconvenientes como, la inestabilidad de los materiales, la memoria de carga que presentan y el cambio de altura debido a la variación de temperatura. (figura 2.16).

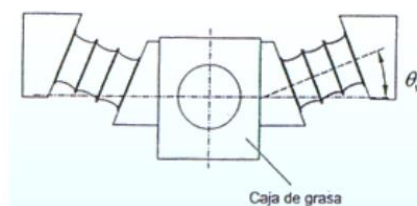


Figura 2.16. Muelles de elastómeros.

- Suspensión neumática: consiste en la compresión mediante la presión de la caldera, de unos cilindros y pistones. En la actualidad, se suelen emplear en vehículos que vayan a transportar personas, donde se pueda cargar el doble de la tara, la cual corresponde con la masa del vehículo totalmente equipado con combustible y accesorios necesarios, excepto personal y pasajeros.

Tiene unas grandes ventajas, como ser capaz de filtrar altas frecuencias, atenuar los ruidos de las ruedas y los frenos, mantener una altura de suspensión constante gracias a la expulsión y captación de aire, y el mantenimiento es barato. Por otro lado también tiene sus desventajas, la instalación es cara, el desgaste de los resortes hace que la suspensión deje de actuar y por eso, muy a menudo se combina con suspensión metálica, y carece de estabilidad longitudinal y transversal (Figura 2.17).

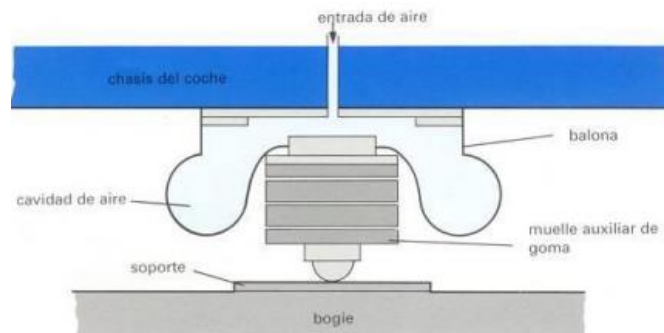


Figura 2.17. Partes de la suspensión neumática.

2.2. La vía ferroviaria

La vía no solo incluye los carriles y elementos sobre los que se circula, también incluyen los elementos necesarios para el funcionamiento correcto del vehículo.

2.2.1. Infraestructura

La infraestructura corresponde con la plataforma, que estará situada sobre terraplenes, trincheras o incluso estructuras de obra como puentes o pasos a nivel. A esta plataforma es a la que llegan todos los esfuerzos que soporta y crea el propio vehículo ferroviario, debido a que sobre esta se posiciona la superestructura.

Las funciones de la plataforma son:

- Evitar que la vía se deforme
- Servir como base y apoyo para los demás elementos
- Soportar tanto esfuerzos estáticos como dinámicos
- Se capaz de evacuar el agua correctamente sin que se acumule

Es importante que el terreno sobre el que se sitúa la infraestructura este correctamente modificado y perfeccionado para una circulación más segura.

Algunas modificaciones o incorporaciones en el terreno son básicas, en tramos rectos donde posteriormente hay una curva, es necesario emplear curvas de transición para que el cambio de pasar de circulación en recta a circulación en curva no sea un motivo de descarrilamiento. También es necesario colocar cambios de rasante (figura 2.18) en zonas donde se pasa de rampa a pendiente, de rampa a recta, de pendiente a rampa y de pendiente a recta. Por otro lado, puede ser necesario hacer vaciados de tierra en trincheras o por el contrario incorporar tierra en terraplenes (figura 2.19).

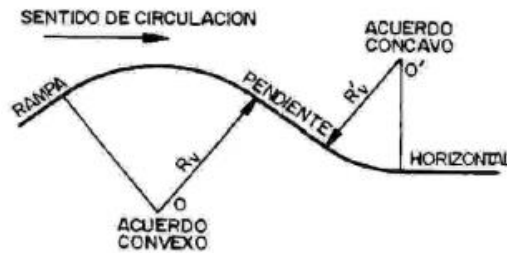
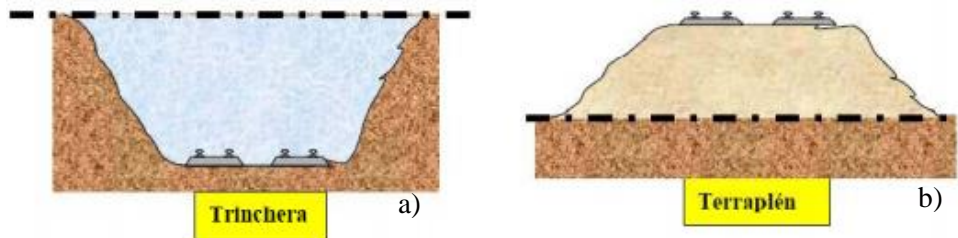


Figura 2.18. Cambios de rasante.



Figuras 2.19. (a) (b) Trincheras y Terraplenes.

2.2.2. Superestructura

La superestructura es el conjunto de la vía y todos los aparatos necesarios para que el vehículo circule de forma segura y eficaz.

2.2.2.1. La vía

Cuyos elementos principales son los carriles, las traviesas, el balasto y la plataforma, mencionada anteriormente (figura 2.20).

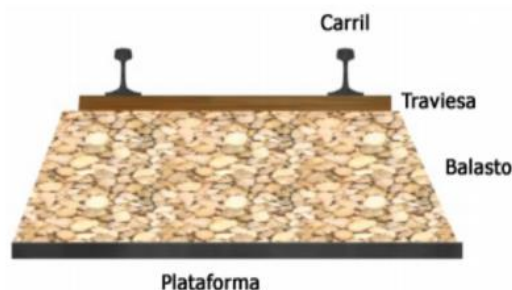


Figura 2.20. Elementos de una vía.

Carriles: es el elemento fundamental de la superestructura, ya que está en contacto directo con el material rodante. Las funciones son:

- Guiado del vehículo por la trayectoria marcada
- Conducción de la corriente eléctrica
- Soportar las cargas longitudinales, verticales y transversales, transmitiéndolas posteriormente al resto de la vía.

Las partes fundamentales de los carriles son: (figura 2.21)

- Cabeza: parte sobre la que se produce la rodadura, el perfil que tiene es el adecuado para que las ruedas se acoplen perfectamente a él. Es la única zona del carril que sufre mayor desgaste.
- Alma: conecta la cabeza con el patín, transmitiendo las cargas de uno a otro.
- Patín: se encarga de transmitir los esfuerzos al resto de componentes de la vía de forma uniforme, y proporcionar estabilidad al carril, por eso es conveniente que las alas sean lo más largas posibles.

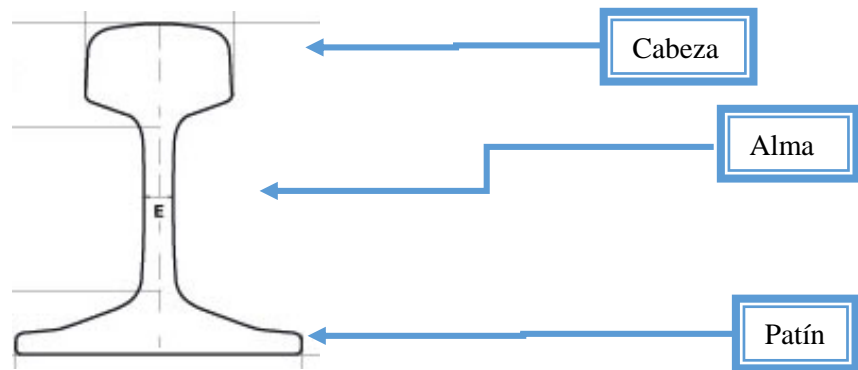


Figura 2.21. Partes del carril.

La geometría del carril sigue la normativa UIC, los más empleados son el UIC-54, UIC-60 y el UIC-71, los cuales soportar una carga en Kg por metro de 54, 60 y 71 respectivamente.

Traviesas: elementos sobre los que se fijan los carriles, están colocadas en dirección transversal al eje de la vía, entre las que se encuentra el balasto.

Deben ser capaces de:

- Mantener la posición original de los carriles
- Soportar los esfuerzos provenientes de los carriles y transmitirlos a su vez al balasto
- Proporcionar un cierto aislamiento eléctrico, para evitar que se transmitan las corrientes que pasan por ellas

Existen varios tipos de traviesas:

- Traviesas de hormigón: tienen mala resistencia a tracción, sin embargo soportan bien la compresión. Rompen por la zona central.
- Traviesas de hormigón bloque: Rompen por el centro, al no tener una gran superficie de contacto con el balasto no hay una buena distribución de carga.
- Traviesas de hormigón monobloque: La superficie de contacto con el balasto es mayor que en el tipo anterior, por lo que se transmiten mejor las cargas.
- La mejor opción sería una mixta con dos bloques de hormigón unidas con una barra en forma de T (figura 2.22).



Figura 2.22. Traviesa mixta.

Balasto: es un material granulado que se encuentra entre los carriles y las traviesas.

Sus funciones son:

- Soportar y transmitir los esfuerzos que provienen de las traviesas.
- Proporcionar rigidez a la vía.
- Evacuar el agua, impidiendo la acumulación de la misma.
- Impedir que crezca vegetación, que puede entorpecer la circulación del vehículo.

Los materiales de los que está compuesto el balasto tienen que tener una gran capacidad para soportar las cargas, una elevada dureza a compresión y una gran resistencia al desgaste, estos materiales pueden ser basalto, granito, grava u otros.

La geometría del balasto debe poseer aristas vivas para mejorar el rozamiento interno, y el tamaño adecuado está entre los 20 y 60 mm.

2.2.2.2. Aparatos de vía

Mediante estos elementos es posible que se desbloqueen los carriles a través de unas agujas.

Se pueden distinguir dos tipos:

- Los desvíos: los cuales permiten el desdoblamiento de una vía en dos.
- La travesía: permite el cruce entre dos vías, manteniendo posteriormente la dirección que poseían ambas.

2.2.2.3. Cambios de aguja

Hay tres tipos:

- Eléctricos: accionados a distancia desde las estaciones o centros de control, son los más empleados actualmente. (Figura 2.23).
- Mecánicos: accionados desde la estación con un cable de acero. (Figura 2.24).
- Manuales: se accionan en el lugar donde se producirá el cambio de vía, mediante un operario. Este tipo ya está en desuso. (Figura 2.25).



Figura 2.23. Cambio de aguja eléctrico. Figura 2.24. Cambio de aguja mecánico.



Figura 2.25. Cambio de aguja manual.

2.2.2.4. Señales

Se rigen según el Reglamento General de Circulación.

Las más empleadas son:

- Semafóricas
- Luminosas
- Portátiles
- De los trenes
- De limitación de velocidad

2.2.2.5. Electrificación

Elementos mediante los cuales el vehículo toma corriente.

Se emplean dos tipos de alimentación, una en corriente alterna de 25000 voltios para alta velocidad y otra en corriente continua de 3000 voltios.

Los elementos que lo componen son: (Figura 2.26)

- Postes: soportes verticales sobre los que se apoyan el resto de elementos.
- Ménsula: soporte metálico unido al postes cuya función es sujetar la catenaria.
- Tirante: cable de unión entre el poste y la ménsula, no posee corriente.
- Aislador de suspensión: elemento aislante.
- Catenaria: cable por el que circula corriente, que se transmite al vehículo mediante el contacto con el pantógrafo.
- Brazo de atirantado: elemento que une la catenaria con el soporte.
- Soporte de atirantado: unión entre el brazo y la ménsula.
- Aislador de atirantado: mantiene aislado el conjunto de atirantado de la ménsula y el poste.
- Hilo sustentador: conductor que sostiene a la catenaria.
- Péndolas: cables verticales que mantienen la unión mecánica y eléctrica entre el hilo sustentador y la catenaria.

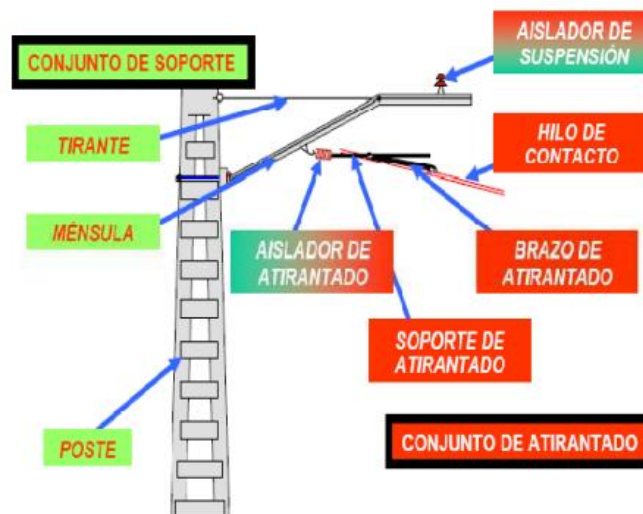


Figura 2.26. Conjunto de soporte y conjunto de atirantado.

2.3. Teoría del contacto rueda-carril

Este apartado está constatado con las referencias [3; 7].

2.3.1. Introducción

El movimiento de un ferrocarril se basa en la fuerza de fricción producida por el contacto entre las ruedas y los carriles, transmitiendo así la potencia necesaria. Debido a esto, es importante estudiar este fenómeno y comprender el funcionamiento del mismo, para que no se produzcan fallos como el deslizamiento de las ruedas.

La carga vertical que soportan las ruedas es un factor a tener en cuenta, ya que de esta dependen otros factores como la fuerza de tracción máxima y la fuerza de adherencia máxima, esta última también depende del coeficiente de fricción existente entre las llantas y los carriles, y por esto la adherencia supone una limitación del esfuerzo tractor.

El principal objetivo desde hace años ha sido incrementar la adherencia, sabiendo que el coeficiente de fricción que existe es relativamente pequeño. Actualmente, se puede considerar el total del peso como un factor adherente, y gracias a esto se consigue un aumento constante de la potencia.

Todas las teorías que estudian este tipo de contacto se basan en el estudio de dos cuerpos elásticos rodando uno sobre el otro, sometidos a cargas normales y tangenciales en la superficie de contacto.

La zona de contacto entre la rueda y el carril se divide en dos:

- Zona de adherencia
- Zona de deslizamiento

Una de las primeras teorías que se desarrollaron acerca de la extensión de estas zonas en contacto rueda-carril, la propuso Carter en 1926, en la que supone que la zona de contacto es rectangular y uniforme, lateral al carril. Carter solo tiene en cuenta el pseudo-deslizamiento longitudinal.

En 1958 Johnson amplía la teoría considerando la zona de contacto circunferencial y los pseudo-deslizamientos longitudinal y lateral. Más adelante, en 1964, junto con Vermeulen consideraron la superficie de contacto elíptica.

En 1963 y 1964 se desarrolla la Teoría de franjas cuyos autores son Haines, Ollerton y Halling, esta teoría solo es aplicable cuando hay pseudo-deslizamiento longitudinal puro. Consiste en dividir la zona de contacto en franjas paralelas a la dirección de rodadura y en cada franja aplicaron la teoría de Carter. La solución que se obtenía en una de las franjas era independiente del resto. Esta teoría propone la forma correcta de las zonas de adhesión y deslizamiento.

En 1967 Kalker desarrolló otra teoría que a su vez se dividía en dos, como se detalla a continuación.

Todas las teorías parten de considerar que los cuerpos tienen un comportamiento hertziano

2.3.2. Teoría de Hertz

Uno de los principios fundamentales es poder estudiar de forma independiente las fuerzas normales de las tangenciales debido a las similitudes de las características elásticas de dos cuerpos en rodadura. Del problema normal se obtienen las fuerzas normales y la forma de la zona de contacto, y del problema tangencial las fuerzas que se producen en el contacto.

En la teoría de Hertz se supone que las ruedas y el carril pueden considerarse como dos cuerpos en la que la superficie de contacto es esférica, si no se ejerciese presión sobre ninguno de los cuerpos, el contacto sería sencillamente un punto.

Sin embargo, en el caso de la rueda y el carril ambos soportan cargas, esto hace que el contacto se una elipse (figura 2.27).

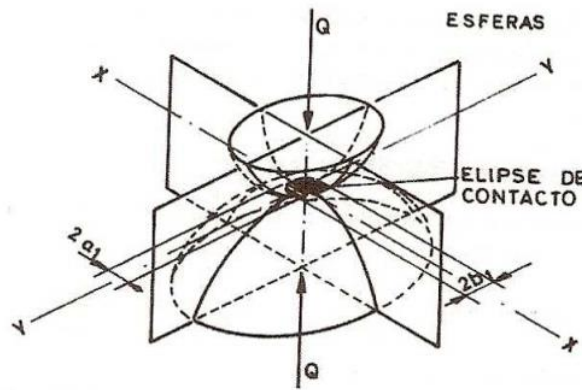


Figura 2.27. Superficie de contacto entre dos esferas.

Los semiejes a_1 y b_1 corresponden con las expresiones dadas en las ecuaciones 2.3.1 y 2.3.2:

$$a_1 = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{Q \cdot (K_1 + K_2) \cdot R_w \cdot R_r}{R_w + R_r}} \quad (2.3.1)$$

$$b_1 = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot \pi^2}{16} \cdot \frac{Q^2 \cdot (K_1 + K_2)^2 \cdot (R_w + R_r)}{R_w + R_r}} \quad (2.3.2)$$

Siendo:

Q = carga que soportan el carril y la rueda.

$$K_1 = \frac{1-\nu_1^2}{\pi \cdot E_1} \quad (2.3.3)$$

$$K_2 = \frac{1-\nu_2^2}{\pi \cdot E_2} \quad (2.3.4)$$

ν_1 y ν_2 = coeficiente de Poisson del carril y de la rueda respectivamente.

E_1 y E_2 = Módulos de elasticidad del carril y la rueda respectivamente.

R_r y R_w = radios de las superficies en contacto del carril y la rueda respectivamente (figura 2.28).

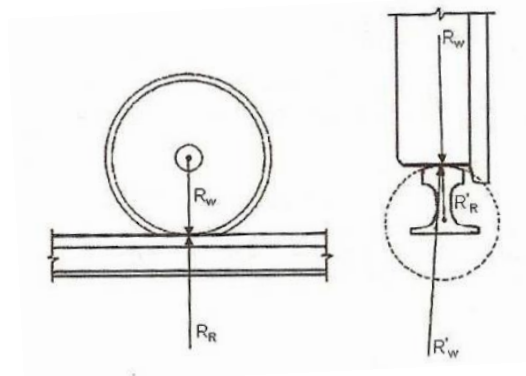


Figura 2.28. Radios de curvatura del carril y la rueda.

Si se considera la hipótesis $a_1/b_1 = \infty$ se tiene el caso del contacto entre dos cilindros paralelos (figura 2.29), caso que se asemeja más al contacto rueda-carril, cuya superficie de contacto es un rectángulo (B).

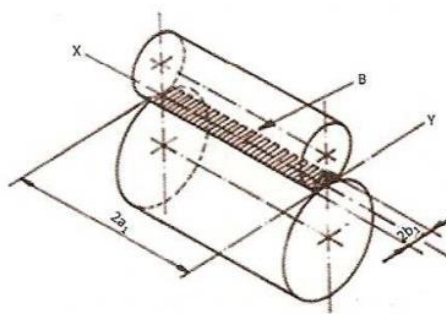


Figura 2.29. Superficie de contacto entre dos cilindros paralelos.

$$b'_1 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q' \cdot (K_1 + K_2) \cdot R'_w \cdot R'_r}{R'_w + R'_r}} \quad (2.3.5)$$

b'_1 =semiancho del rectángulo B cuya ecuación corresponde con la 2.3.5.

Q' = carga por unidad de longitud de superficie de contacto.

R'_w y R'_r = radios de los cilindros.

La distribución de presiones en la superficie de contacto rueda-carril se representa con una elipse (figura 2.30), cuyo valor máximo viene dado por la ecuación 2.3.6.

$$q_0 = \frac{2 \cdot Q'}{\pi \cdot b'_1} \quad (2.3.6)$$

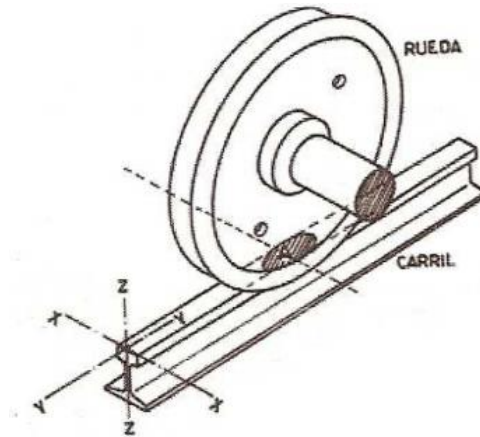


Figura 2.30. Superficie de contacto rueda-carril.

Se hacen ciertas suposiciones para simplificar los cálculos sin cometer errores graves, como tomar los coeficientes de Poisson de la rueda y el carril de 0.3 e igualar los módulos de Young de ambos, al ser $R_r = \infty$. Con eso se obtiene:

$$b'_1 = 1.52 \cdot \sqrt{\frac{R'_w \cdot Q'}{E_2}} \quad (2.3.7)$$

Sustituyendo en la ecuación 2.3.7 se obtiene la distribución de presiones (figura 2.31) y el valor máximo se saca de la ecuación 2.3.8:

$$q_0 = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{E_2 \cdot Q'}{R'_w}} \quad (2.3.8)$$

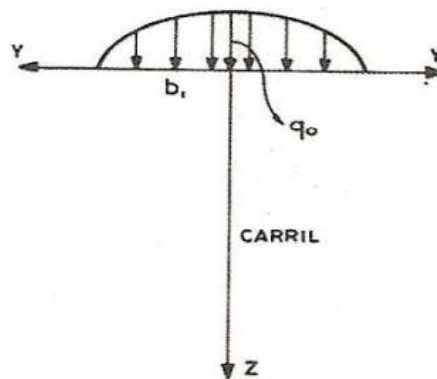


Figura 2.31. Distribución de presiones.

También es posible calcular las tensiones (figura 2.32) que se producen en este contacto sabiendo que la presión (q) en cada punto (y, z) sigue la ecuación 2.3.9:

$$q = q_0 \cdot \left(1 - \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{a^2} \right) \quad (2.3.9)$$

a y b = semiejes de la elipse de contacto, calculados al principio.

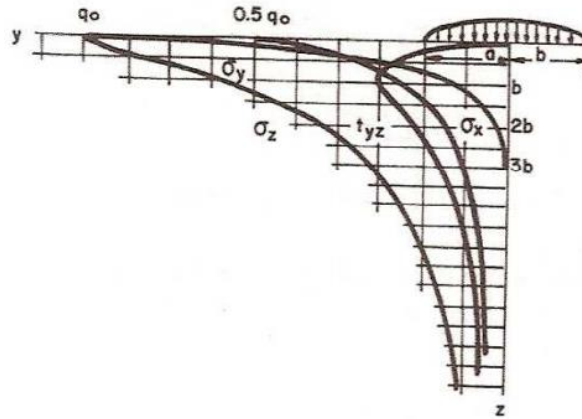


Figura 2.32. Distribución de tensiones en el contacto rueda-carril.

Se observa como las tensiones normales disminuyen con la profundidad de forma rápida, mientras que el esfuerzo tangencial es máximo en el momento que $z=0.78 \cdot b$ (figura 2.32), y sigue la siguiente ecuación 2.3.10.

$$\tau_{yz} = 0.304 \cdot q_0 \quad (2.3.10)$$

2.3.3. Pseudo-deslizamiento

Dos cuerpos en contacto sometidos a una carga entre los que se produce movimiento relativo, se diferencian dos efectos:

- Rodadura pura sin deslizamiento
- Deslizamiento puro, en el que la fuerza tangencial entre los dos cuerpos alcanza el límite de fricción.

El pseudo-deslizamiento es una cantidad finita de deslizamiento que se encuentra por debajo del valor límite de fricción, esto se da, ya que la zona de contacto se divide en zona de adhesión y zona de deslizamiento.

$$\xi_x = \frac{V_{\text{longitudinal real}} - V_{\text{longitudinal de rodadura pura}}}{V_{\text{longitudinal debido a la rodadura}}} \quad (2.3.11)$$

$$\xi_y = \frac{V_{\text{lateral real}} - V_{\text{lateral de rodadura pura}}}{V_{\text{lateral debido a la rodadura}}} \quad (2.3.12)$$

$$\psi = \frac{\omega_{\text{cuerpo superior}} - \omega_{\text{cuerpo inferior}}}{V_{\text{nominal de rodadura}}} \quad (2.3.13)$$

ξ_x = pseudo-deslizamiento longitudinal.

ξ_y = pseudo-deslizamiento lateral.

Ψ = pseudo-deslizamiento de giro.

2.3.4. Teoría de Johnson & Vermeulen

Esta teoría se centra en el problema tangencial, a diferencia de la teoría de Hertz que se centra en el problema normal.

Johnson y Vermeulen la desarrollaron en 1958, en la que se estudia tridimensionalmente el caso de dos esferas que ruedan una sobre la otra. La superficie de contacto entre ambas es una circunferencia. Se consideran los pseudo-deslizamientos longitudinal y lateral, pero no el relacionado con el giro.

Más adelante, en 1964, perfeccionaron su teoría para una superficie de contacto elíptica. Esta superficie se divide en dos zonas, una de adhesión y otra de deslizamiento, como la mostrada en la figura 2.33.

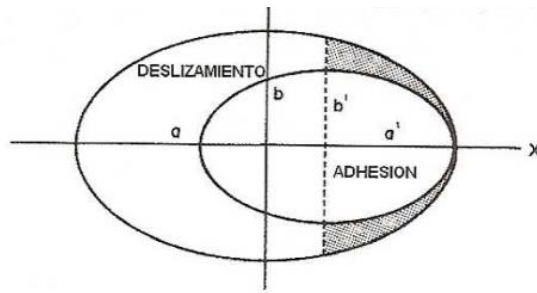


Figura 2.33. Zona de adhesión y deslizamiento.

Con estas bases se calcula la fuerza tangencial F (F_x , F_y) que se produce en el contacto:

$$\frac{F}{\mu \cdot N} = \begin{cases} \frac{1}{\tau} \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{3} \cdot \tau \right)^3 - 1 \right] \cdot (\xi \cdot \vec{i} + \eta \cdot \vec{j}) & \text{para } |\tau| \leq 3 \\ -\frac{1}{\tau} \cdot (\xi \cdot \vec{i} + \eta \cdot \vec{j}) & \text{para } |\tau| \geq 3 \end{cases} \quad (2.3.14)$$

$$\xi = \text{pseudo-deslizamiento longitudinal normalizado} = \frac{\pi \cdot a \cdot b \cdot G}{\mu \cdot N \cdot \phi} \cdot \xi_x \quad (2.3.15)$$

$$\eta = \text{pseudo-deslizamiento lateral normalizado} = \frac{\pi \cdot a \cdot b \cdot G}{\mu \cdot N \cdot \psi_1} \cdot \xi_y \quad (2.3.16)$$

$$\tau = \sqrt{\xi^2 + \eta^2} \quad (2.3.17)$$

Siendo a y b los semiejes de la elipse de contacto.

2.3.5. Teoría de Kalker

En 1964, Kalker consideró que había una relación lineal entre las fuerzas de contacto tangencial y el pseudo-deslizamiento.

Para las fuerzas de contacto establece:

$$F_x = -f_{33} \cdot \xi_x \quad (2.3.18)$$

$$F_y = -f_{11} \cdot \xi_y - f_{12} \cdot \psi \quad (2.3.19)$$

$$M_z = f_{12} \cdot \xi_y - f_{22} \cdot \psi \quad (2.3.20)$$

F_x = fuerza debida al pseudo-deslizamiento longitudinal.

F_y = fuerza debida al pseudo-deslizamiento lateral.

M_z = momento debido al pseudo-deslizamiento de giro.

ξ_x = pseudo-deslizamiento longitudinal.

ξ_y = pseudo-deslizamiento lateral.

ψ = pseudo-deslizamiento de giro.

f_{11}, f_{12}, f_{22} y f_{33} = coeficientes de pseudo-deslizamiento.

$$f_{11} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{22} \quad (2.3.21)$$

$$f_{12} = (a \cdot b)^{3/2} \cdot G \cdot C_{23} \quad (2.3.22)$$

$$f_{22} = (a \cdot b)^2 \cdot G \cdot C_{33} \quad (2.3.23)$$

$$f_{33} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{11} \quad (2.3.24)$$

$$G = \text{módulo de rigidez combinado para la rueda y el carril} = \frac{2 \cdot G_w \cdot G_R}{G_w + G_R} \quad (2.3.25)$$

$C_{11}, C_{22}, C_{23}, C_{33}$ = coeficientes de deslizamiento y de giro, tabulados en la tabla 2, y dependen del módulo de rigidez (G) y del coeficiente de Poisson combinado de la rueda y el carril (ν) (ecuación 2.3.26).

$$\nu = \frac{G \cdot (G_w \cdot \nu_R + G_R \cdot \nu_w)}{2 \cdot G_w \cdot G_R} \quad (2.3.26)$$

G_w y G_R = módulos de rigidez de la rueda y el carril, respectivamente.

ν_w y ν_R = coeficientes de Poisson de la rueda y el carril, respectivamente.

g	C ₁₁			C ₂₂			C ₂₃ = -C ₃₂			C ₃₃		
	$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2
(a/b)												
0,1	2,51	3,31	4,85	2,51	2,52	2,53	0,334	0,473	0,731	6,42	8,28	11,7
0,2	2,59	3,37	4,81	2,59	2,63	2,66	0,483	0,603	0,809	3,46	4,27	5,66
0,3	2,68	3,44	4,80	2,68	2,75	2,81	0,607	0,715	0,889	2,49	2,96	3,72
0,4	2,78	3,53	4,82	2,78	2,88	2,98	0,720	0,823	0,977	2,02	2,32	2,77
0,5	2,88	3,62	4,83	2,88	3,01	3,14	0,82	0,929	1,07	1,74	1,93	2,22
0,6	2,98	3,72	4,91	2,98	3,14	3,31	0,930	1,03	1,18	1,56	1,68	1,86
0,7	3,09	3,81	4,97	3,09	3,28	3,48	1,03	1,14	1,29	1,43	1,50	1,60
0,8	3,19	3,91	5,05	3,19	3,41	3,65	1,13	1,25	1,40	1,34	1,37	1,42
0,9	3,29	4,01	5,12	3,29	3,54	3,82	1,23	1,36	1,51	1,27	1,27	1,27
(b/a)												
1,0	3,40	4,12	5,20	3,40	3,67	3,98	1,33	1,47	1,63	1,21	1,19	1,16
0,9	3,51	4,22	5,30	3,51	3,81	4,16	1,44	1,59	1,77	1,16	1,11	1,06
0,8	3,65	4,36	5,42	3,65	3,99	4,39	1,58	1,75	1,94	1,10	1,04	0,954
0,7	3,82	4,54	5,58	3,82	4,21	4,67	1,76	1,95	2,18	1,05	0,965	0,852
0,6	4,06	4,78	5,80	4,06	4,50	5,04	2,01	2,23	2,50	1,01	0,82	0,751
0,5	4,37	5,10	6,11	4,37	4,90	5,56	2,35	2,62	2,96	0,985	0,819	0,650
0,4	4,84	5,57	6,57	4,84	5,48	6,31	2,88	3,24	3,70	0,912	0,747	0,549
0,3	5,57	6,34	7,34	5,57	6,40	7,51	3,79	4,32	5,01	0,868	0,674	0,446
0,2	6,96	7,78	8,82	6,96	8,14	9,79	5,72	6,63	7,89	0,828	0,601	0,341
0,1	10,7	11,7	12,9	10,7	12,8	16,0	12,2	14,6	18,0	0,795	0,526	0,228

Tabla 2. Coeficientes de deslizamiento.

Sin embargo, esta teoría solo es válida si los pseudo-deslizamientos lateral, longitudinal y de giro son muy pequeños, ya que así la zona de adhesión ocupará casi toda la zona de contacto.

Por otro lado, Kalker quiso implementar esta teoría en caso de que los pseudo-deslizamientos fuesen grandes, lo hizo mediante un programa llamado CONTACT, esta nueva teoría se denominó Teoría Exacta, pero suponía un coste computacional elevado. Por esto, decidió desarrollar otra teoría, Teoría Simplificada la cual trabaja con el programa FASTSIM, que es más rápido pero tiene más porcentaje de error, en concreto un 10-15% con respecto a la otra teoría.

2.3.5.1. Teoría Simplificada

Se puede emplear cuando se tenga un contacto que se pueda aproximar al modelo hertziano y en el que los cuerpos sean casi idénticos. Se tiene en cuenta los tres tipos de pseudo-deslizamiento.

El problema se divide en dos, en el que los esfuerzos normales son calculados mediante la teoría de Hertz y los tangenciales mediante esta teoría simplificada.

Para la teoría simplificada, Kalker consideró que la rueda y el carril eran dos cuerpos rígidos. Modelizó la superficie de contacto entre ambos como un conjunto de muelles colocados en puntos discretos de las superficies, también supuso que la superficie de deslizamiento era un punto que dependía de la tracción en su superficie. Las fuerzas obtenidas son:

$$F_x = -\frac{8 \cdot a^2 \cdot b}{3 \cdot L} \cdot \xi_x \quad (2.3.27)$$

$$F_x = -\frac{8 \cdot a^2 \cdot b}{3 \cdot L} \cdot \xi_y - \frac{\pi \cdot a^3 \cdot b}{4 \cdot L} \cdot \psi \quad (2.3.28)$$

3.Descripción de la herramienta empleada

3.1. PTC Creo

Todo este apartado se ha obtenido de la referencia [8].

PTC Creo está compuesto por un conjunto de aplicaciones capaces de diseñar productos de la manera deseada. Con PTC Creo es posible crear, analizar, visualizar y compartir diseños utilizando CAD 2D y 3D. Cada aplicación comparte la misma interfaz de usuario, con lo que se puede trabajar con todas ellas transfiriendo los datos de una a otra.

Con el paquete de software de productos de PTC Creo, es viable crear un producto desde el concepto que se tenga de él hasta un prototipo digital, haciéndolo de manera eficiente y precisa.

Lo que este programa ofrece:

Diseño Industrial: lo que pretende es optimizar las cualidades estéticas de los productos empleando las capacidades de superficies técnicas, superficie avanzada, el rendimiento y la ingeniería inversa.

Diseño Conceptual: muchas empresas utilizan herramientas para el diseño conceptual que posteriormente no son compatibles con los sistemas CAD, por lo que serían necesarios dos software, uno para el diseño conceptual y otro para el detallado. Lo que PTC Creo hace, es ofrecer una solución a este problema procurando integrar los dos diseños. Hay dos aplicaciones en concreto que facilitan esto: PTC Creo Sketch cuya función es dibujar bocetos en 2D como si fuese “a mano alzada”, y PTC Creo Layout que utiliza el diseño en 2D para la ingeniería conceptual y luego pasa a 3D para el producto final.

Encaminado del diseño de sistemas: consiste en elegir las mejores rutas para los sistemas eléctricos e hidráulicos. Con un conjunto de herramientas es posible fabricar arneses y tuberías de forma rápida y sencilla, para esto es necesario emplear la aplicación PTC Creo Esquemas en el que se incrementan unos esquemas en 2D teniendo en cuenta la ingeniería eléctrica y de tuberías, lo que después permite automatizar la colocación de cables y tuberías utilizando los tubos y cables de PTC Creo Parametric.

Diseño 3D: hace que el desarrollo de productos sea más rápido, fácil y barato. Donde están disponibles los conceptos básicos de modelado de piezas y montaje de mecanismos para el diseño de superficies estéticas. El PTC Creo Parametric puede combinar el modelado paramétrico y el directo para crear un diseño completo del producto. También dispone de otras aplicaciones de CAD 3D como son PTC Creo Direct que interactúa con la geometría, PTC Creo Opciones Modeler creando de forma sencilla, variantes de productos configurables, y PTC Creo Elements/Direct Modeling que se centra en el modelado directo.

Simulación: para optimizar los modelos virtuales y probar su funcionamiento antes de crear el prototipo. Consiste en procesar los datos de entrada para representar las condiciones reales del conjunto, lo cual es posible con la aplicación PTC Creo Simulate.

A continuación se expondrán de manera más detallada las aplicaciones que tienen PTC Creo Parametric y Simulate, ya que son las empleadas en este trabajo.

3.2. PTC Creo Parametric

Con esta aplicación se trabaja de distintas maneras, ya que opera de muchas formas, tales como: El modelado de sólidos en 3D, el modelado directo, el modelado de chapa y de soldadura y diseño de estructuras, también trabaja con datos importados que no son de PTC Creo, y dispone de una biblioteca de piezas características y herramientas, que pueden ser útiles en determinadas ocasiones.

Una vez abierto el programa se pueden abrir piezas que ya han sido creadas o crear un nuevo modelo, en “nuevo” hay muchas opciones según lo que se quiera realizar (figura 3.1).

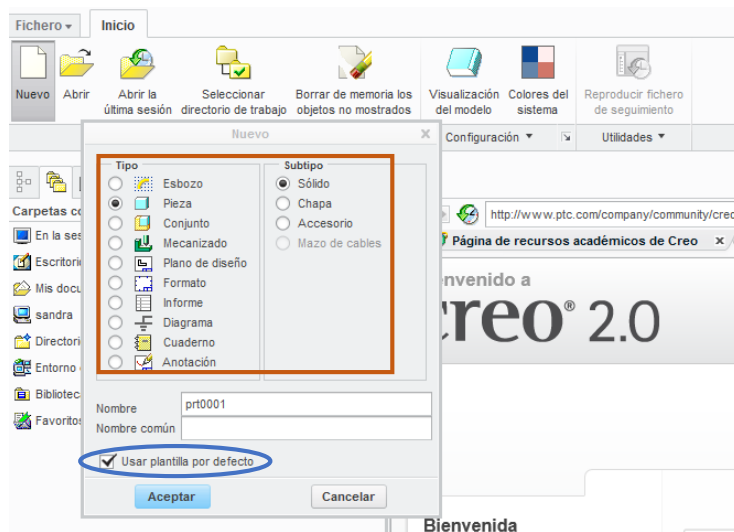


Figura 3.1. Selección de nuevo archivo.

Para cualquiera de los modelos ofrecidos, hay que desmarcar la casilla “Usar plantilla por defecto” ya que si se deja marcada, el programa trabajará en pulgadas.

Para realizar una pieza, está la opción de sólida o de chapa, si se escoge la sólida, cuando se acepta aparece otra ventana, la cual indica en qué unidades se va a trabajar (figura 3.2). Se marca mmns_part_solid para así tener milímetros, newton y segundos.

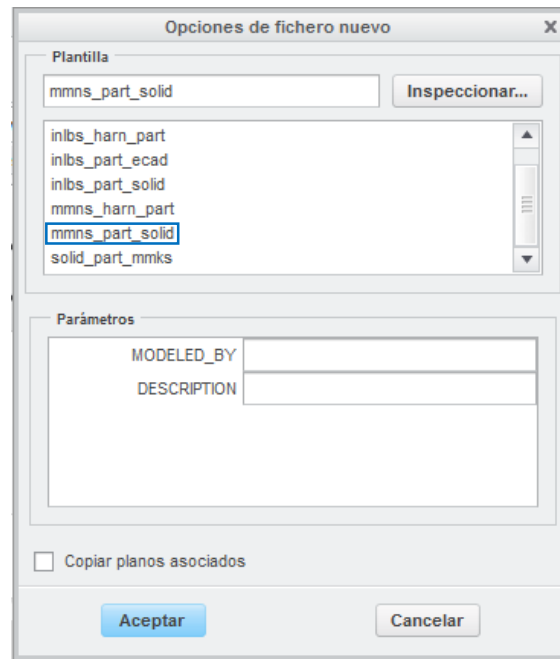


Figura 3.2. Selección de unidades.

Una vez que se acepta, se abrirá la ventana para poder empezar a crear la pieza (figura 3.3), mediante funciones de adición y sustracción de “material”.

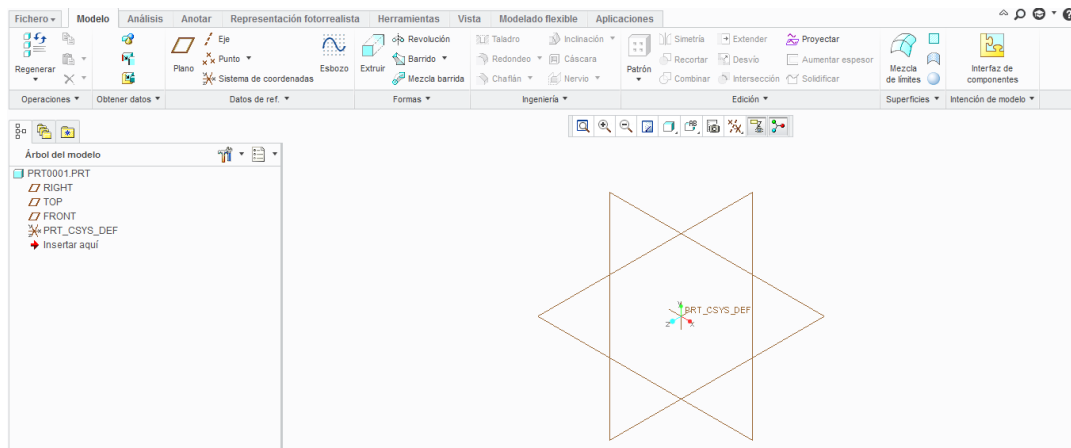


Figura 3.3. Ventana de comienzo.

Para comenzar es necesario crea el esbozo, seleccionando el plano sobre el que estará implementado. Y saldrá una pantalla para empezar a dibujar (figura 3.4).

Análisis en Creo de la huella rueda-carriil

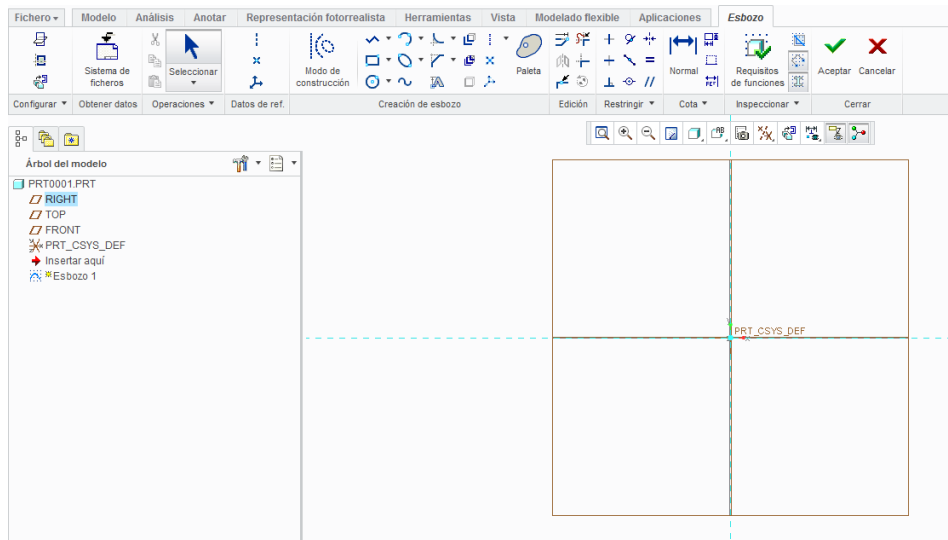


Figura 3.4. Pantalla de esbozo.

En la barra de herramientas superior salen todas las opciones posibles para realizar dicho boceto (figura 3.5). Al finalizar, se aceptará y se volverá a la pantalla anterior en donde el boceto tomará la forma final de la pieza.

Hay muchas opciones, así como hacer una extrusión, una revolución, un barrido, etc., todas ellas añadiendo o quitando material. Y después, es posible crear patrones o simetrías de las funciones ya realizadas, obteniendo finalmente la pieza deseada.



Figura 3.5. Herramientas disponibles.

Y así, se obtendría una pieza.

En el caso de seleccionar una pieza tipo chapa (figura 3.6) la forma de comenzar no cambia demasiado con respecto a una pieza de tipo sólido. Se crea el boceto de la misma forma que se detalla anteriormente.

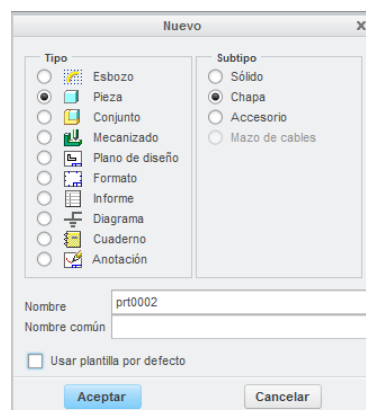


Figura 3.6. Opción de chapa.

Sin embargo hay una pequeña variación, ya que es necesario elegir qué tipo de operación es preferible para realizar la chapa (figura 3.7), antes de crear el boceto.

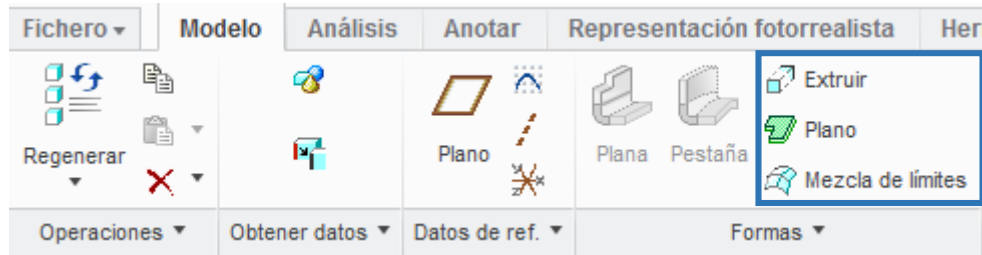


Figura 3.7. Operaciones para chapa.

Al seleccionar el tipo de operación que se llevará a cabo, se dibuja el esbozo. Posteriormente el programa dará la opción de cómo se desea la forma de la chapa. En la figura 3.8 se muestra un ejemplo de lo que se puede crear a partir del módulo chapa.

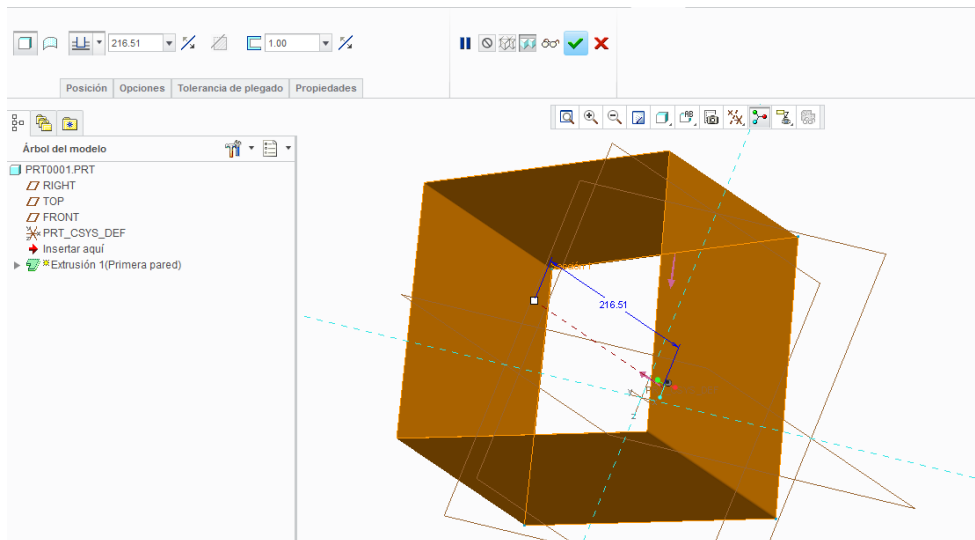


Figura 3.8. Ejemplo de chapa.

Cuando la chapa ya está completamente definida el programa desbloquea nuevas herramientas (figura 3.9).

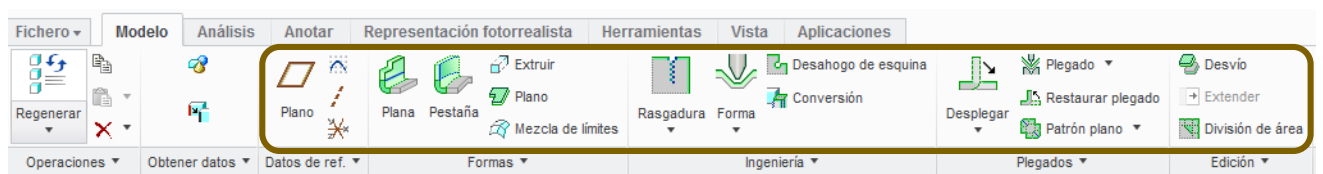


Figura 3.9. Operaciones para realizar en chapa.

Se podrán plegar, añadir pestañas, hacer estampados y muchas formas más de modificar o añadir elementos a la chapa.

Si ahora se realiza un conjunto, se selecciona y se siguen los mismos pasos que con la pieza (figura 3.10).

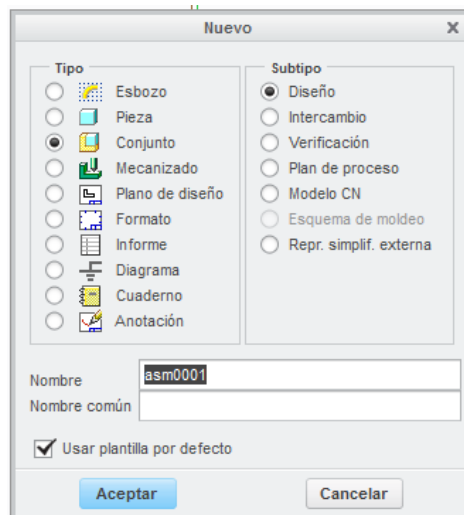


Figura 3.10. Módulo de conjunto.

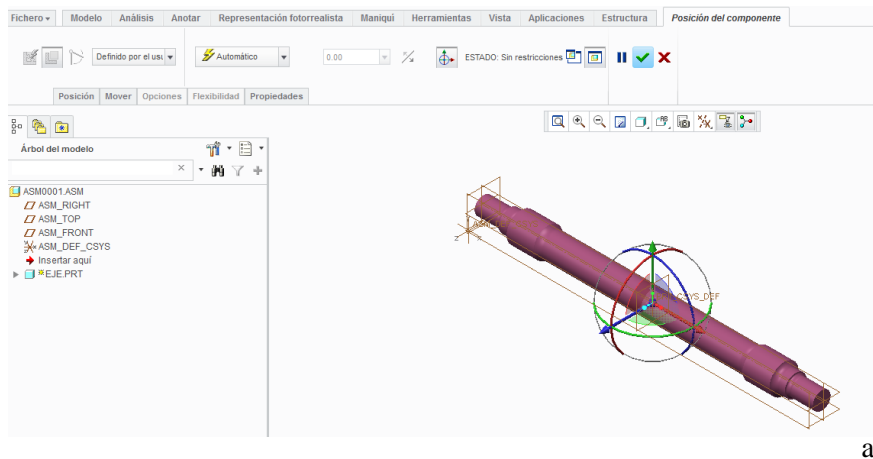
Principalmente, el conjunto sirve para unir piezas ya creadas, siguiendo una serie de restricciones impuestas por el fabricante.

Para introducir las piezas en el conjunto se selecciona “montar” y se buscan las piezas para juntarlas (figura 3.11).



Figura 3.11. Montar los conjuntos.

Cuando se introduzca la primera pieza, esta debe ser colocada en su posición adecuada. En el ejemplo de la figura 3.12 (a) y (b), la pieza se ha situado en su posición utilizando la opción “Por defecto”, quedando inmóvil. En las siguientes piezas, las restricciones deben ponerse según las posiciones en las que se encuentren con respecto a la pieza anclada, como en el ejemplo de la figura 3.12 (c).



a)

Análisis en Creo de la huella rueda-carri

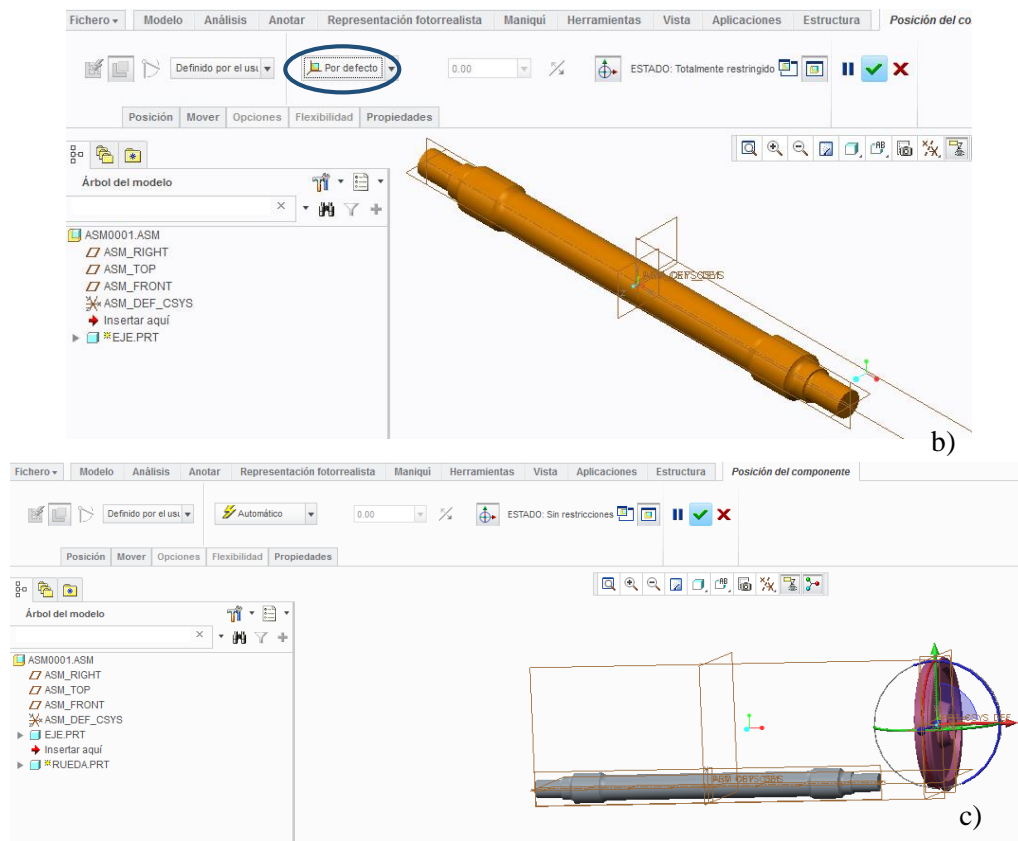


Figura 3.12. (a) (b) (c) Restringir las piezas.

Se han explicado de forma básica y sencilla las herramientas de PTC Creo Parametric que se van a utilizar en el presente Trabajo Fin de Grado. Sin embargo, el programa ofrece muchas más herramientas para crear planos de diseño, programas de mecanizado, cableados, ruteados de tuberías, informes, etc.

3.3. PTC Creo Simulate

Con este software se realiza un análisis estructural, térmico y de vibraciones, de un prototipo diseñado anteriormente en PTC Creo Parametric, mediante elementos finitos, lo que permite observar el rendimiento o los pequeños defectos que pueda tener el diseño antes de realizarlo “físicamente”.

Una vez abierto el programa, para comenzar habrá que abrir la pieza o conjunto a analizar.

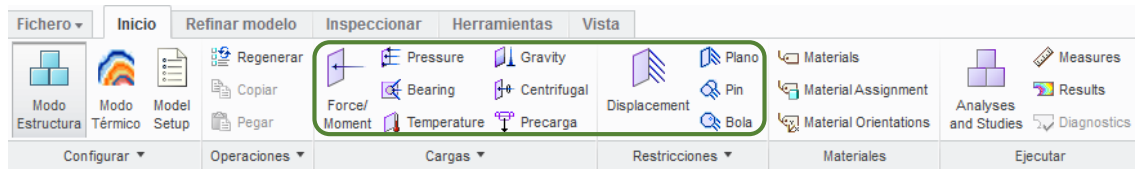


Figura 3.13. Fuerzas y restricciones para el modelo.

En esta barra, que sale en la parte superior de la pantalla (figura 3.13), se muestran todas las opciones que se pueden introducir en el conjunto. Estas opciones incluyen, fuerzas, momentos, rodamientos, presiones, restricciones, etc. Una vez puestas todas las cargas y restricciones del conjunto, así como asignar el material del que está fabricado, es necesario crear la malla (figura 3.14), pudiendo hacerla más pequeña en las zonas donde se quiera ver lo que ocurre, para que así el análisis sea más preciso y eficaz.

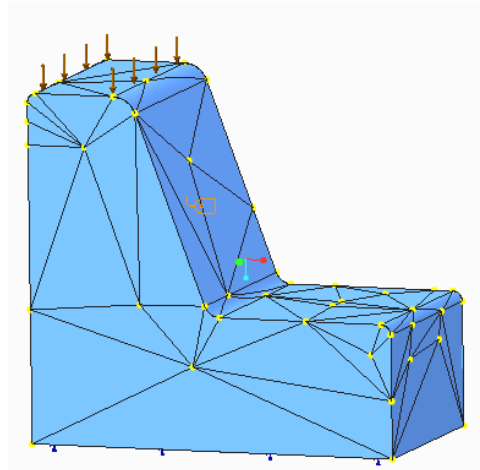
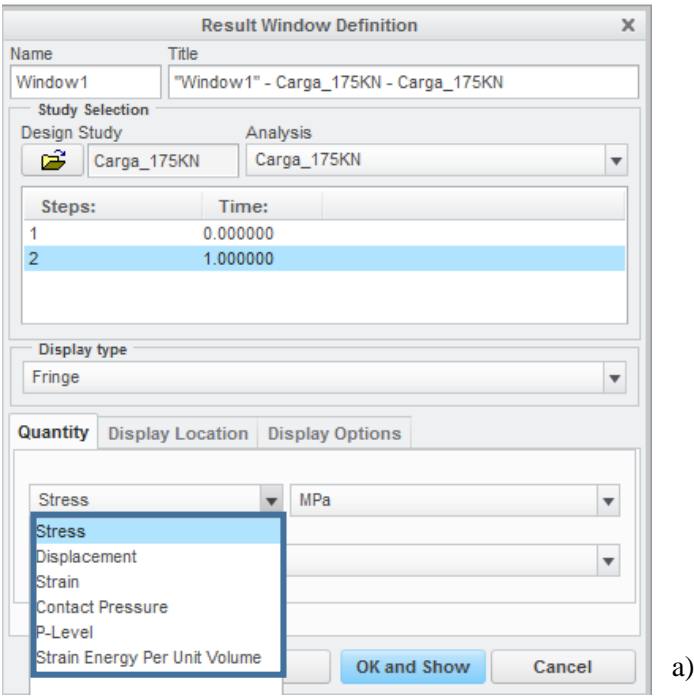
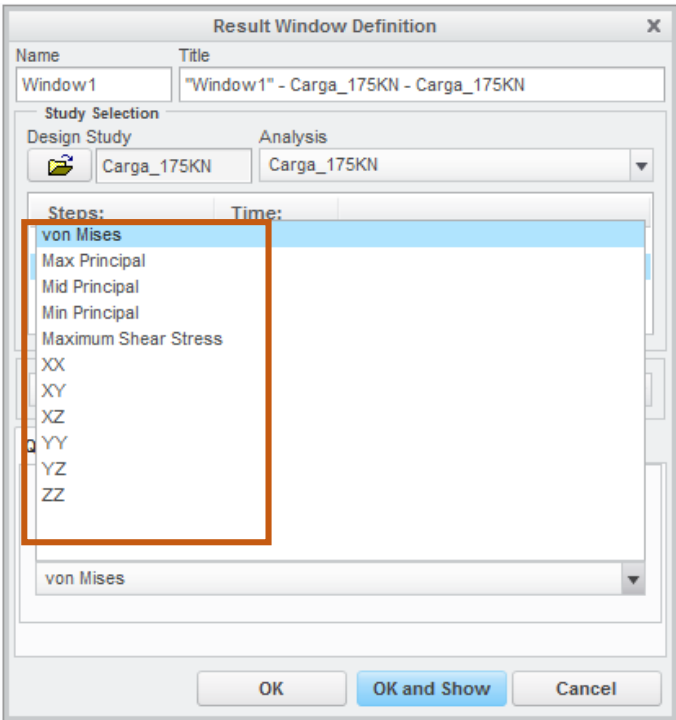


Figura 3.14. Ejemplo de malla.

Al finalizar el análisis, es posible observar distintos parámetros, como la presión de contacto, el desplazamiento, la tensión de Von Mises, etc. (figura 3.15 a). En cuanto a la tensión, no solo está disponible la de Von Mises, hay muchas más (figura 3.15 b).



a)



b)

Figura 3.15. (a) (b) Resultados que se obtienen.

4. Metodología

4.1. Introducción

El objetivo principal de este trabajo, es analizar el contacto rueda-carril, y para ello se parte de un modelo tridimensional estático puro que sigue la teoría de Hertz. El cuál se comparará con un modelo de contacto hertziano. También se analizará el contacto que se produce en un banco de ensayo. Por lo que se podrán observar las diferencias entre un contacto rueda-carril y un contacto rueda-rodillo.

Con el objetivo de estudiar las diferencias entre los contactos rueda-carril y rueda-rodillo, así como explorar las posibilidades que ofrece el software empleado, se llevarán a cabo la serie de análisis que se describen a continuación:

- Variación de la carga vertical cuyos valores oscilan entre 2.5 T y 25 T, variando de un valor a otro, 2.5 T. En el modelo rueda-carril.
- Carga vertical de 20 T incluyendo un coeficiente de fricción de 0.1. En el modelo rueda-carril.
- Aplicación de una fuerza axial de 20 T junto con una carga del mismo valor, en el modelo rueda-carril.
- Incorporación de un par torsor cuyo valor se calcula posteriormente (ecuación 4.2.4) junto con una carga de 20 T, en el modelo rueda-carril.
- Variación del radio del rodillo cuyos valores oscilan entre 100 y 1200 mm, cuya frecuencia es de 100 mm, también se simulan con radio 175 mm y 1500 mm, este primero es el más representativo en bancos de rodillos y el segundo es el empleado por Lucchini en su banco de ensayos dinámicos.

4.2. Desarrollo de la metodología

4.2.1. Diseño de los elementos

El primer paso a seguir será modelar las ruedas, los carriles, el eje y los rodillos, para lo cual se emplea el programa PTC Creo Parametric.

El eje y la rueda se diseñan a partir de los datos ofrecidos por las normas técnicas de mantenimiento de la unidad de tren Civia [14].

El eje (figura 4.1) se diseña según la normativa UNE-EN 13261:2009 [11] y UNE-EN 13103:2010 [13].

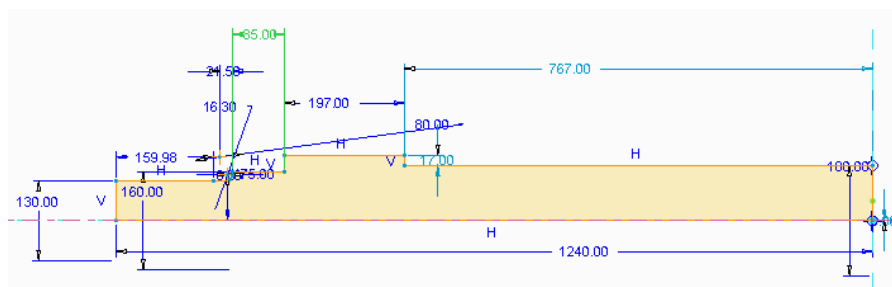


Figura 4.1. Esbozo del eje.

Se emplea la función de revolución y la de simetría para completar el eje (figura 4.2)

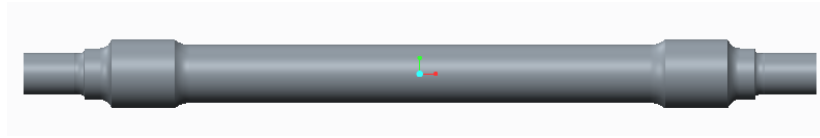


Figura 4.2. Eje.

Para modelar las ruedas (figura 4.3) se sigue la normativa UNE-EN 13262:2005 + A1:2009 [10] y UNE-EN 13715:2005 [11].

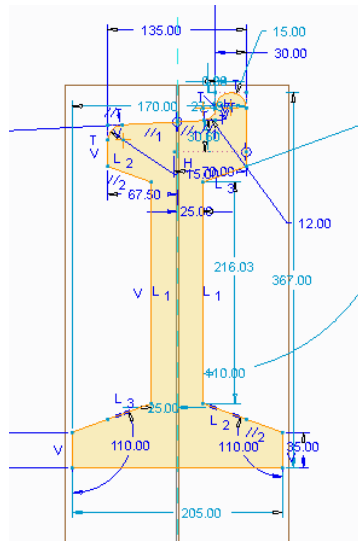


Figura 4.3. Perfil de la rueda.

Se finaliza con una revolución y unos redondeos, obteniendo así la rueda completa (figura 4.4).

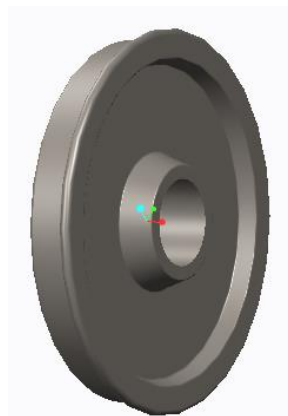


Figura 4.4. Rueda.

Para los carriles (figura 4.5) se sigue la normativa UNE-EN 13674-1:2006 + A1:2008 [9].

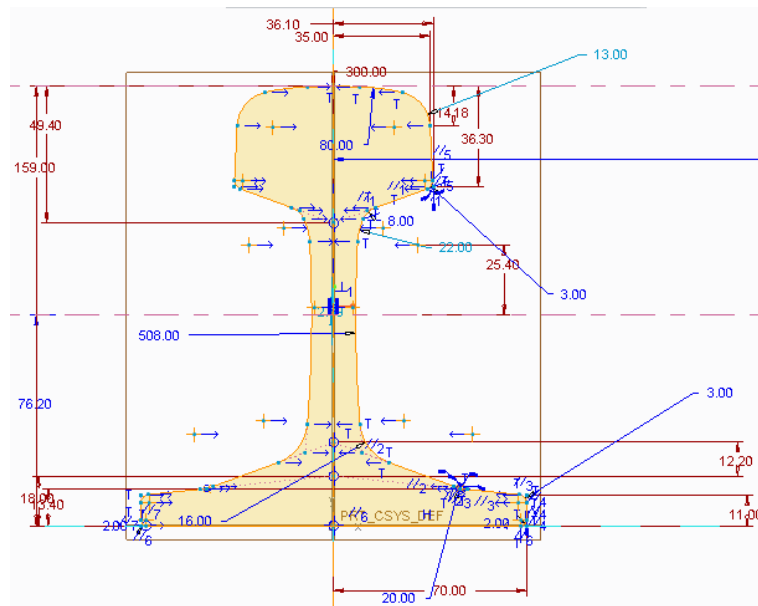


Figura 4.5. Perfil del carril.

Una vez realizado el esbozo se extruye (figura 4.6) y se crea el carril.

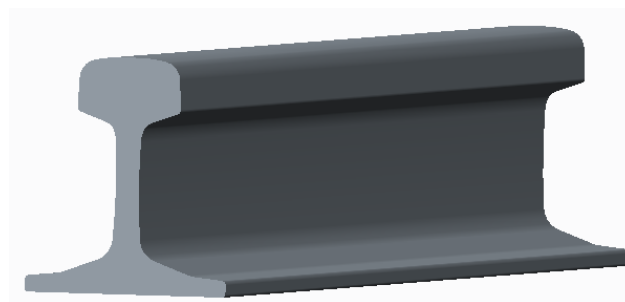


Figura 4.6. Carril.

Los rodillos (figura 4.7) se modelan según el plano de Danobat, fabricante del banco.

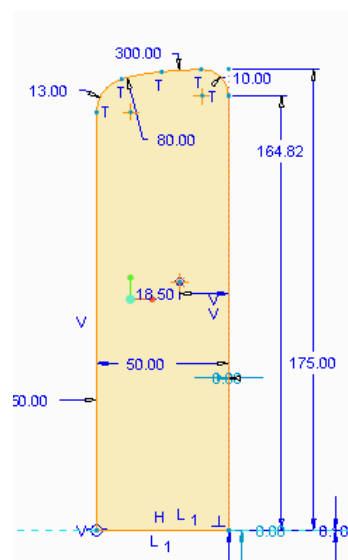


Figura 4.7. Perfil del rodillo.

Para completarlo se hace una revolución (figura 4.8) del esbozo mostrado anteriormente.

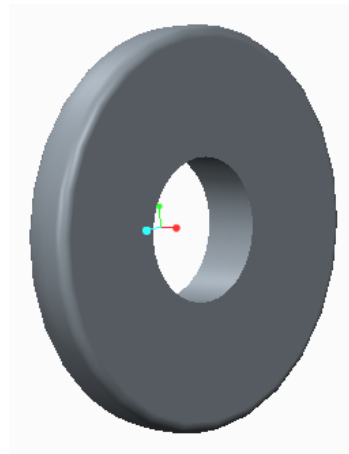


Figura 4.8. Rodillo.

Para crear el conjunto rueda-carril se deben montar primeramente las ruedas sobre el eje, de tal manera que estas queden encajadas perfectamente sobre la sección de calaje de este (figura 4.9).

El eje será el elemento base que se posiciona por defecto, y las ruedas se colocan sobre él.

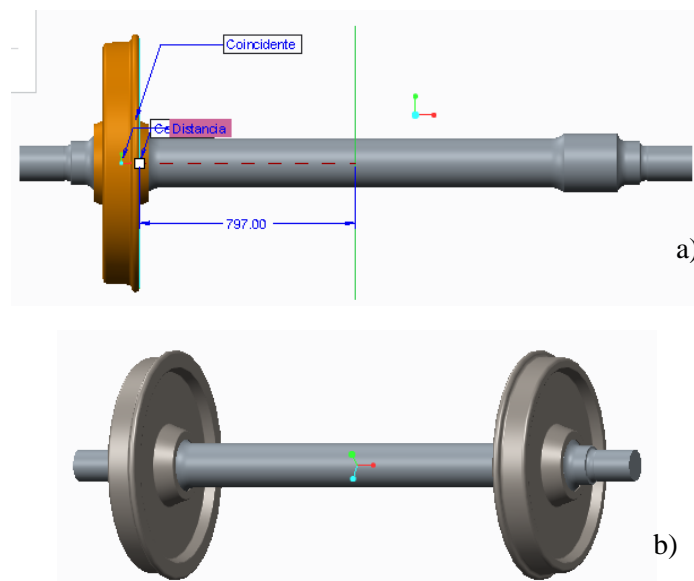


Figura 4.9. (a) (b) Montaje ruedas sobre eje.

Ahora se introducen los carriles colocándolos de tal forma que el ancho de vía sea de 1668 mm, a una distancia vertical de las ruedas prudente para que en el instante 0 no estén en contacto, y con una inclinación de $2,5^\circ$ respecto del suelo (figura 4.10).

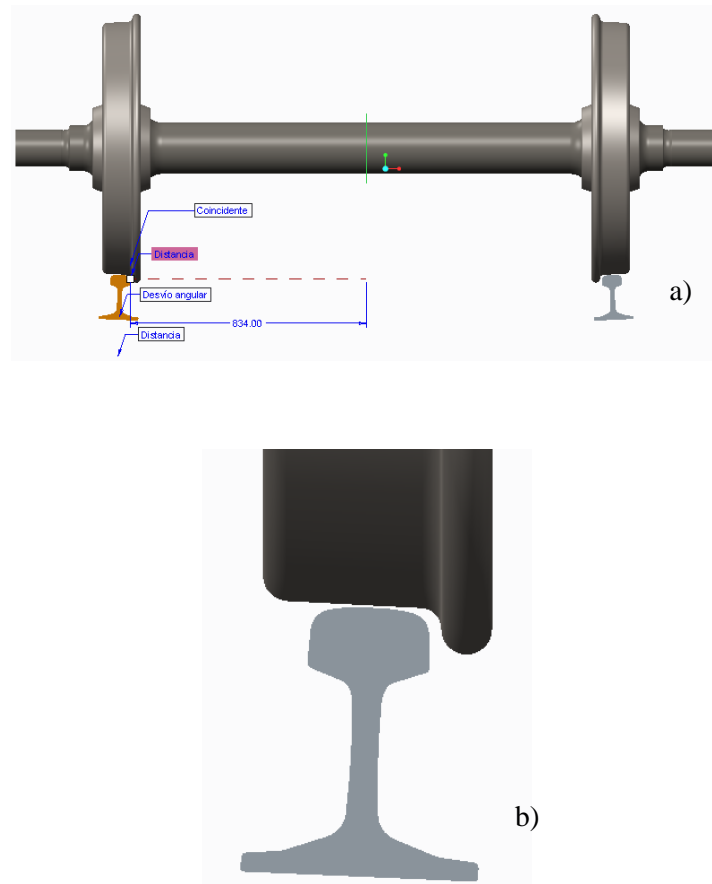


Figura 4.10. (a) (b) Montaje completo modelo rueda-carril.

En cuanto al conjunto rueda-rodillo, se dispone del mismo montaje de las ruedas con el eje (figura 4.9), lo único que varía es que en vez de tener carriles, se tienen rodillos, colocados sin tocar las ruedas (figura 4.12).

Para poder ir variando el radio del rodillo (sin necesidad de modificar el esbozo en cada ocasión) es necesario poner un parámetro llamado DIAMETRO cuya relación es $R_{rodillo} = \frac{DIAMETRO}{2}$ (figura 4.11.), y para posicionar los rodillos correctamente, la distancia del plano central del eje, al plano central del rodillo sigue la fórmula $445 + \frac{DIAMETRO}{2}$, el 445 corresponde con el radio de la rueda en milímetros.

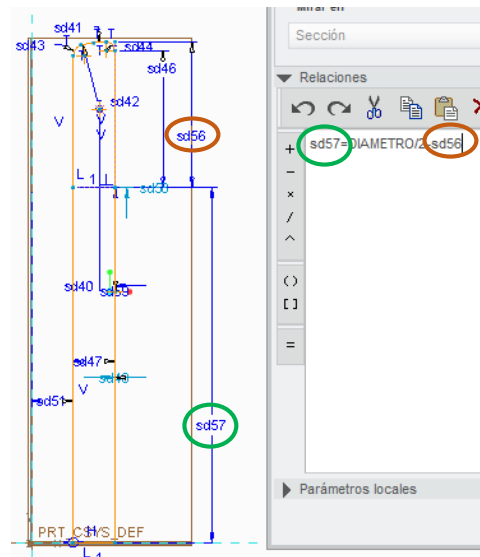


Figura 4.11. Relación del parámetro DIAMETRO.

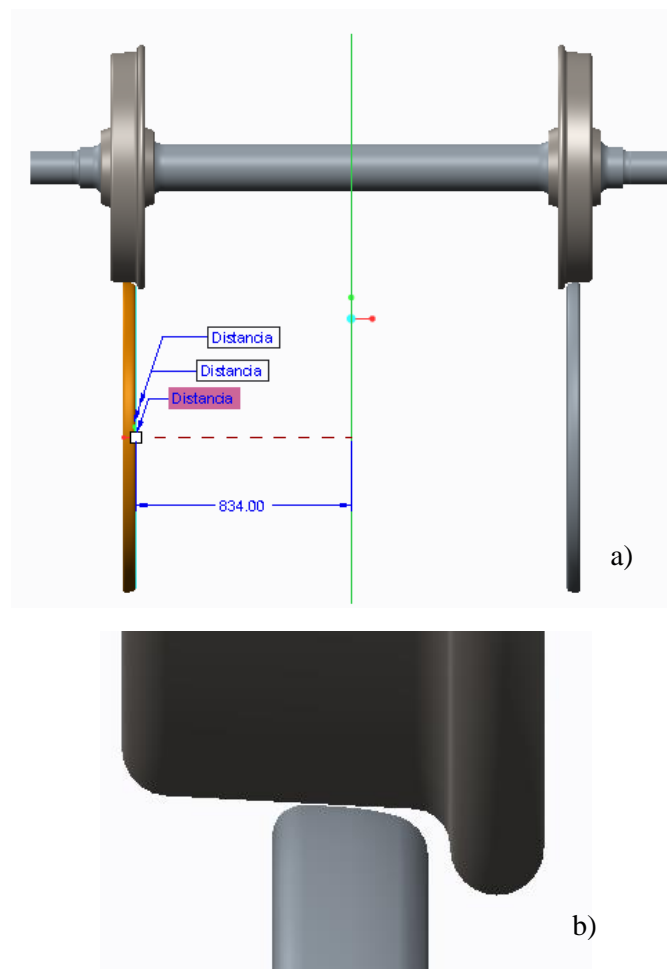


Figura 4.12. (a) (b) Montaje completo modelo rueda-rodillo.

4.2.2. Asignación del material

Es necesario asignar un material a cada elemento.

El material empleado para la fabricación de las ruedas es el acero R8 según UIC 812/3, cuyas propiedades son:

$$\rho = 7800 \frac{Kg}{m^3} \quad (4.2.1)$$

$$\nu = 0.27 \quad (4.2.2)$$

$$E = 210 \text{ GPa} \quad (4.2.3)$$

ρ = densidad.

ν = coeficiente de Poisson.

E = Módulo de Young.

Categoría del acero	Composición química (contenido máximo en %) sobre producto										
	C	Si	Mn	P (1)	S (1)	Cr	Cu	Mo	Ni	V	(Cr + Mo + Ni)
R1	0,48	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R2	0,58	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R3	0,70	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R6	0,48	0,40	0,75	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R7	(7)	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R8	0,52	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R9	0,56		0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50

Tabla 4. Contenido máximo de los componentes del acero R8.

El acero empleado en los carriles es el R260, sin embargo por simplificación y comodidad se asigna el mismo material a todos los elementos, este es, el acero cuyas propiedades se describen anteriormente.

Este material se debe crear en el PTC Creo Simulate, como se observa en la figura 4.13.

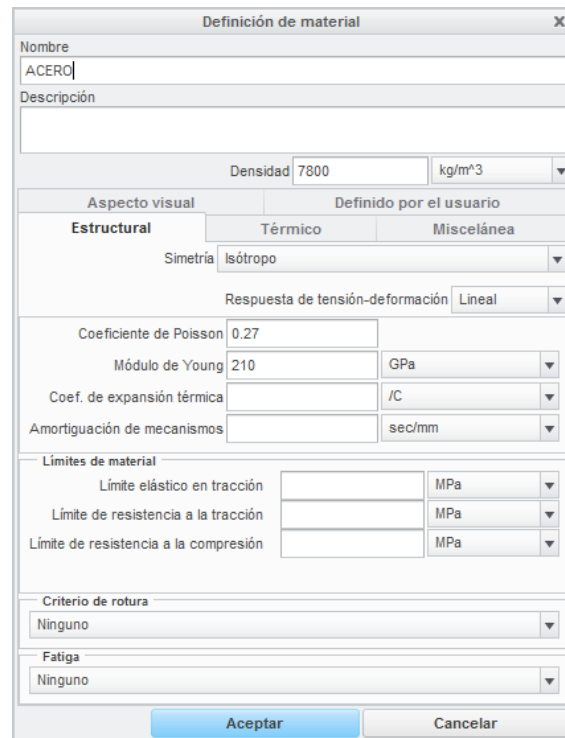


Figura 4.13. Acero en Creo Simulate.

4.2.3. Restricciones, cargas y fuerzas

Una vez modelados todos los elementos y asignado el material, se restringen los dos modelos, rueda-carril y rueda-rodillo, de tal forma que se asemejen a la realidad.

Antes de analizar los modelos y comparar resultados, se introducen las cargas y fuerzas que actúen en ellos, así como crear una malla adecuada para el análisis.

Se puede comenzar empotrando la base de los carriles para que no se puedan mover (figura 4.14).

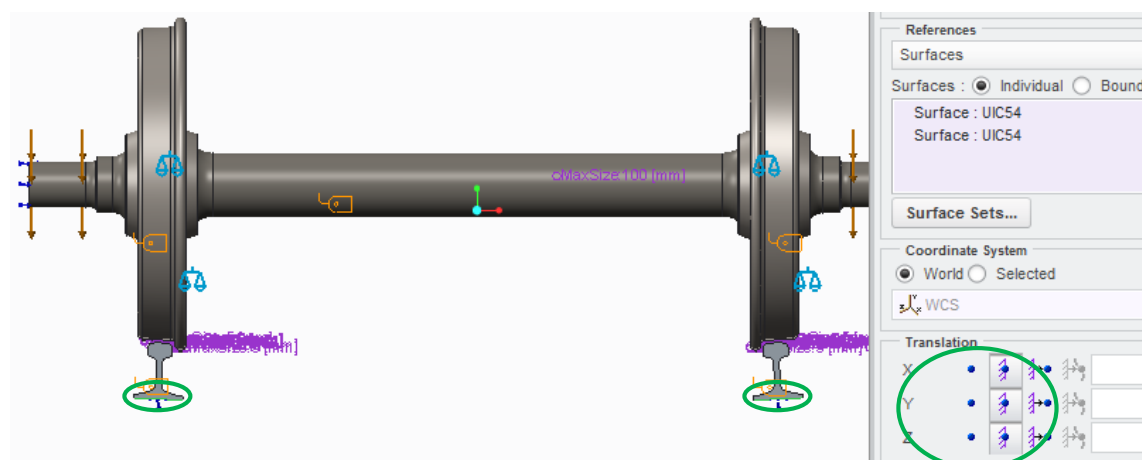


Figura 4.14. Empotramiento de los carriles.

En cuanto al análisis en el que la carga vertical varía se tiene que incluir una restricción en el eje que impide el movimiento de este en dirección vertical y lateral, dejando libre el movimiento longitudinal (figura 4.15), aplicando la carga vertical en las manguetas del eje (figura 4.16).

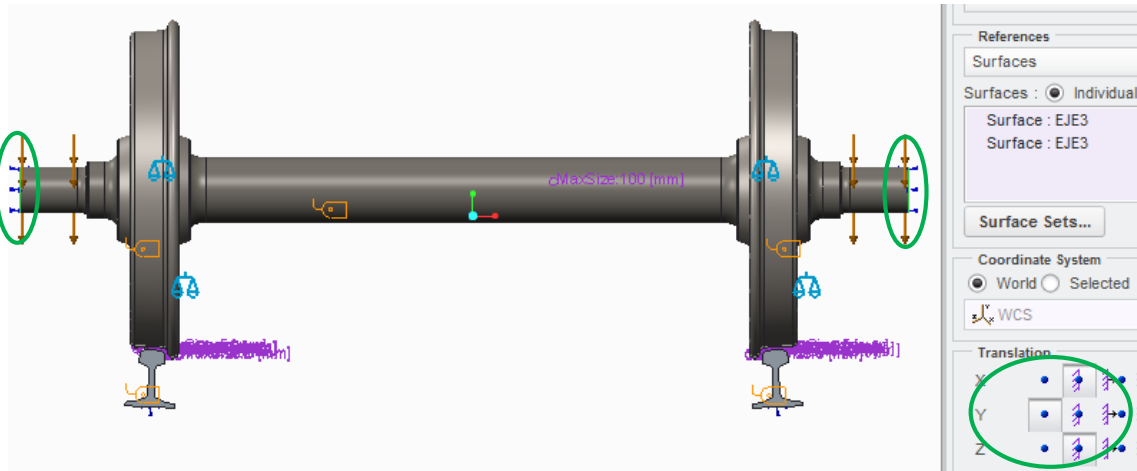


Figura 4.15. Restricciones de desplazamiento del eje en el modelo rueda-carril.



Figura 4.16. Carga vertical en el modelo rueda-carril.

Otro de los análisis es el de la carga vertical variable, incorporando un coeficiente de fricción de 0,1 entre la rueda y el carril. Lo único que varía con respecto al anterior análisis es el contacto entre rueda y carril, cuyo valor se muestra en la figura 4.17.

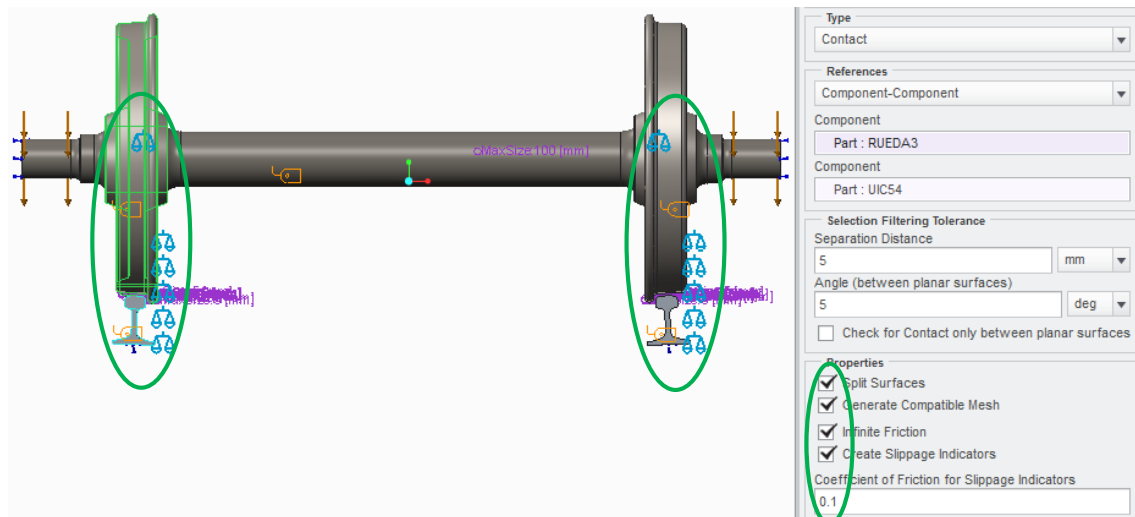


Figura 4.17. Carga vertical con coeficiente de fricción en el modelo rueda-carril.

El siguiente análisis que se llevará a cabo será incluyendo una fuerza axial en el eje, por lo que será necesario dejar libre el movimiento en esta dirección (figura 4.18). El valor de la fuerza axial será igual al valor de la carga vertical (figura 4.19), que en este caso se dejará en 20T.

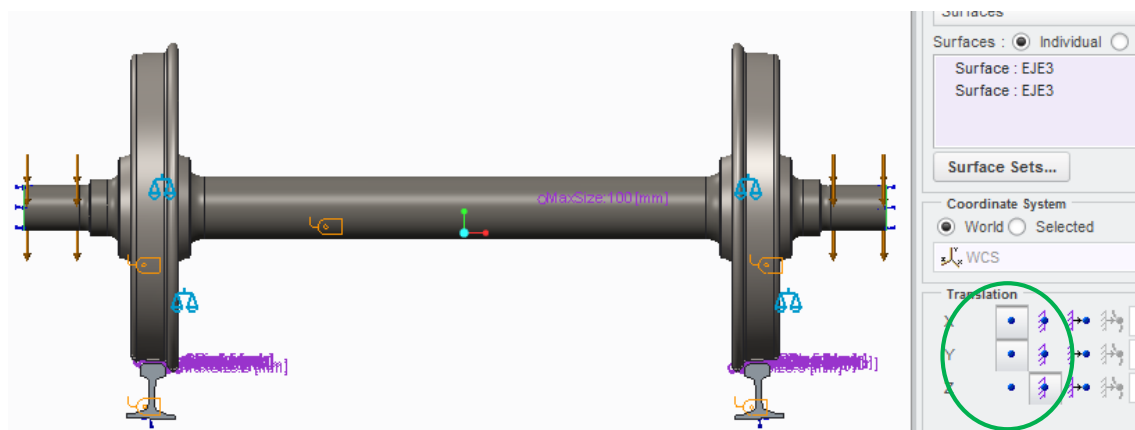


Figura 4.18. Movimiento libre en dirección axial.



Figura 4.19. Fuerza axial.

Y por último, se hace un análisis con una fuerza longitudinal, para lo cual se introduce un par torsor en el eje y se elimina la restricción de este en todas las direcciones, ya que se emplean unos muelles para restringirlo (figura 4.20).

El valor del par que se debe introducir y los parámetros de los muelles, se calculan de la siguiente manera:

Se toma como radio de las ruedas $R=0.5$ m y se considera que se tiene una potencia de $P=1000$ KW. Por lo que el par que se debe aplicar, si se calcula con una velocidad $v=180$ Km/h = 30 m/s, es:

$$P = M \cdot \omega = M \cdot \frac{V}{R} \rightarrow M = P \cdot \frac{R}{V} = 1000 \cdot \frac{0.5}{30} = 16 \text{ KN} \quad (4.2.4)$$

El ángulo necesario para hallar los parámetros de los muelles, se halla del boceto de la rueda y sale $\alpha = 9.66^\circ = 0.17$ rad.

$$K_{zz} = 1 \cdot e^6 \frac{N}{m} \quad (4.2.5)$$

$$T_{xx} = \frac{M}{\alpha} = \frac{16000}{0.17} = 94117.65 \text{ Nm/rad} \quad (4.2.6)$$

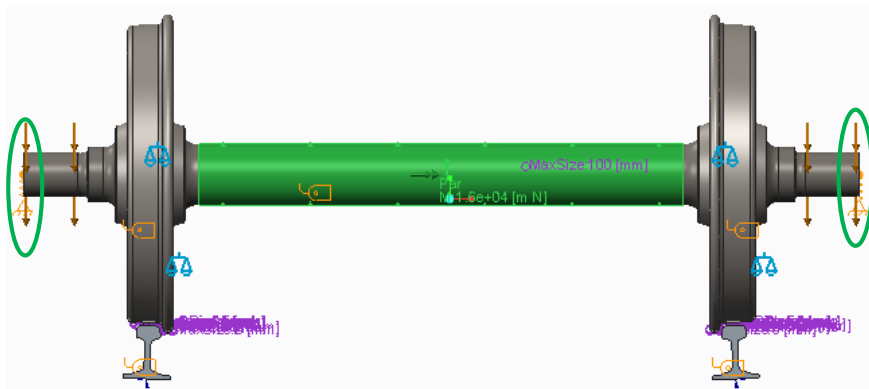


Figura 4.20. Análisis con par torsor.

El modelo rueda-rodillo se simula para un radio del rodillo variable, cuyas restricciones (figura 4.21.) y fuerzas (figura 4.23.) vienen detalladas a continuación. Se debe empotrar el agujero central del rodillo para poder simular correctamente el banco de ensayos (figura 4.22), asemejándose lo más posible a la realidad.

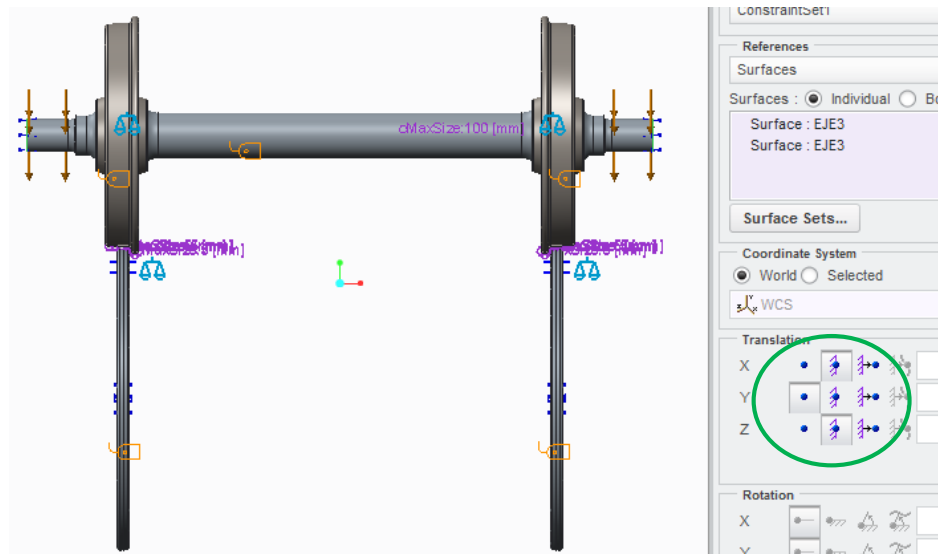


Figura 4.21. Restricciones del eje en el modelo rueda-rodillo.

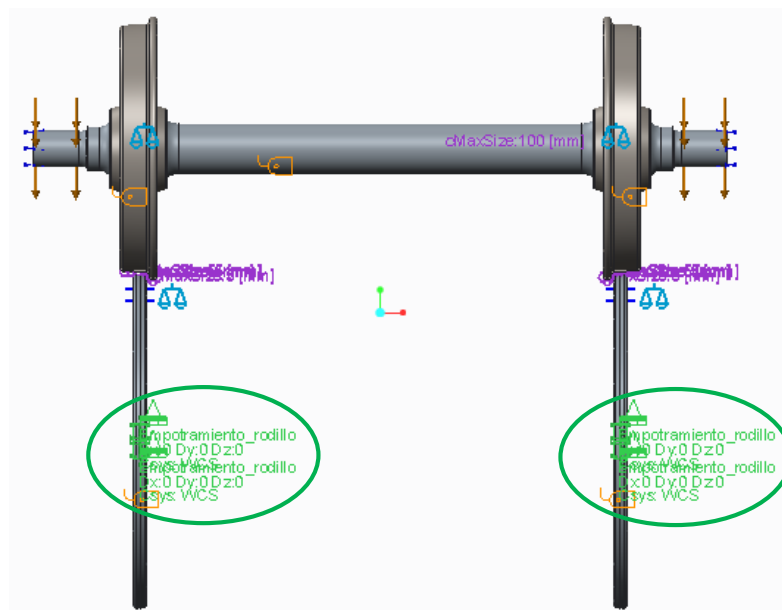


Figura 4.22. Empotramiento del rodillo en la zona central.

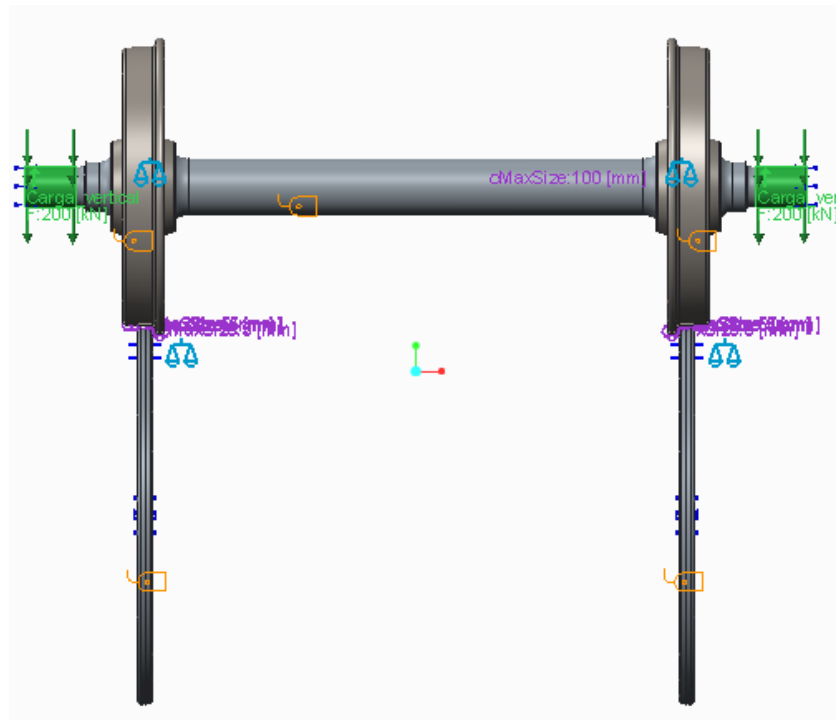


Figura 4.23. Carga vertical en el modelo rueda-rodillo.

4.2.4. Mallado

Para poder llevar acabo el análisis de todos los modelos descritos anteriormente, será preciso crear una malla adecuada. En el eje se emplea una cuyo tamaño de elemento es de 100 mm, en la zona de contacto de las ruedas y del carril (figura 4.24) o rodillo (figura 4.25), el tamaño del elemento será de 5 mm, para tener una mayor precisión, ya que es la zona de la que se sacaran los resultados.

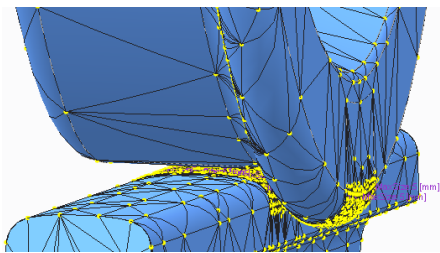


Figura 4.24. Mallado rueda y carril.

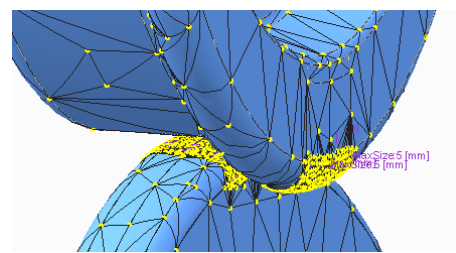


Figura 4.25. Mallado rueda y rodillo.

4.2.5. Resultados teóricos

Los resultados que se pueden obtener a partir de las simulaciones son:

- Presión de contacto
- Tensión de cualquier tipo (Von Mises, Tresca, tensión en los ejes, etc.)
- Deformaciones
- Desplazamiento
- Área de contacto

Todo el proceso descrito en la metodología se puede resumir en el esquema mostrado en el diagrama 4.26.

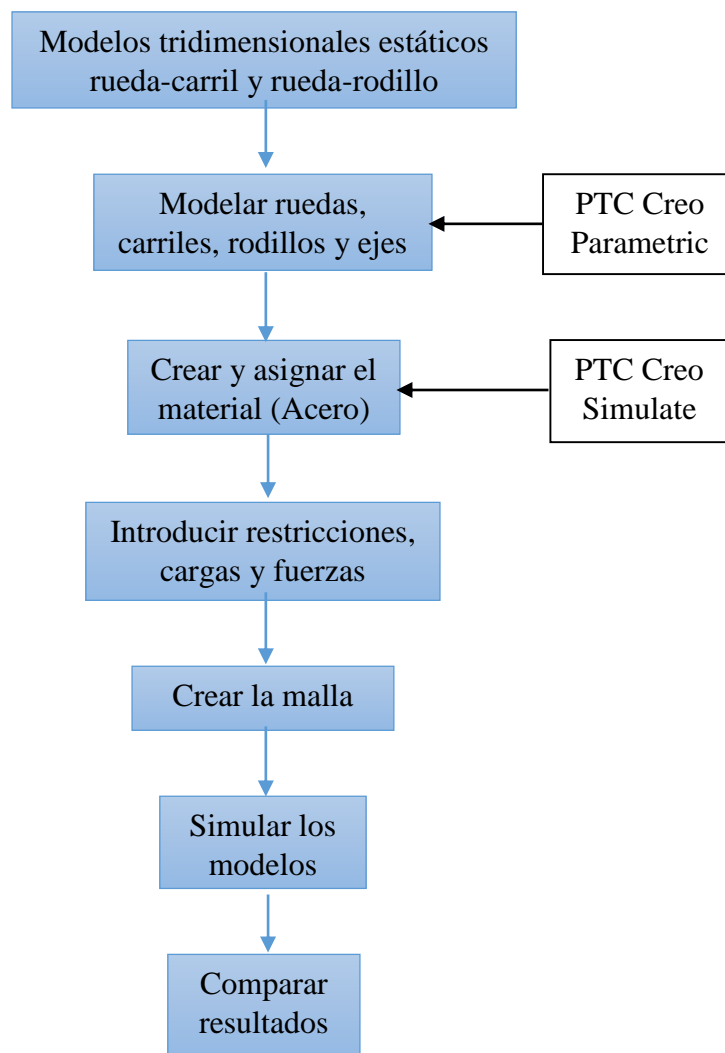


Diagrama 4.26. Esquema de la metodología.

5.Desarrollo del proyecto y resultados

5.1. Introducción

En este capítulo se exponen los resultados obtenidos de los análisis explicados en la metodología.

En primer lugar se analizan los resultados obtenidos al variar la carga vertical en el modelo rueda carril. Posteriormente se obtendrán los resultados correspondientes al añadir un coeficiente de fricción a este modelo. En el siguiente se incorpora una fuerza axial, para comprobar el funcionamiento en curva del ferrocarril. También se simula el modelo rueda-carril introduciendo un par torsor en el eje.

Y por último se analizan los resultados extraídos del modelo rueda-rodillo variando el radio del rodillo.

Para un análisis más completo de todos los modelos descritos, el grupo de investigación MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid ha proporcionado los resultados (tablas 5.1 y 5.2) de un modelo de Hertz basado en el método propuesto por Shabana [1].

Carga (T)	Presión Máxima (MPa)	Área de contacto (mm ²)
2.5	605.2331	30.9503
5	762.546	49.1306
7.5	872.8972	64.3792
10	960.7477	77.9899
12.5	1034.9	90.4993
15	1099.8	102.1957
17.5	1157.8	113.2567
20	1210.5	123.8012
22.5	1258.9	133.9142
25	1303.9	143.6586

Tabla 5.1. Modelo Hertz con variación de carga.

Radio del rodillo (mm)	Presión máxima (MPa)	Área de contacto (mm ²)
100	1770.7	45.4893
175	1519.5	55.018
200	1475.3	57.3718
300	1373	64.6889
400	1326.5	70.0676
500	1303.7	74.3929
600	1292.8	78.062
700	1288.5	81.2835
800	1288.2	84.1797
900	1290.4	86.8274
1000	1286.6	89.8117
1100	1283.1	92.7141
1200	1281.4	95.4264
1500	1283.3	102.6868

Tabla 5.2. Modelo Hertz con variación del radio del rodillo.

5.2. Modelo rueda-carril con carga vertical variable

Se siguen los pasos mostrados en la metodología y se simula el modelo (figura 5.1).



Figura 5.1. Carga vertical variable en el modelo rueda-carril.

Los resultados obtenidos y que se analizarán son la presión de contacto, la tensión de Von Mises, el desplazamiento del eje y las áreas de contacto en ambas ruedas.

Se muestran los resultados correspondientes a una carga vertical de valor 20T, ya que es la más representativa, los resultados de los demás análisis se encuentran en el anexo.

Presión de contacto máxima: 1230.43 MPa, orientación de las imágenes: TOP, (figura 5.2).

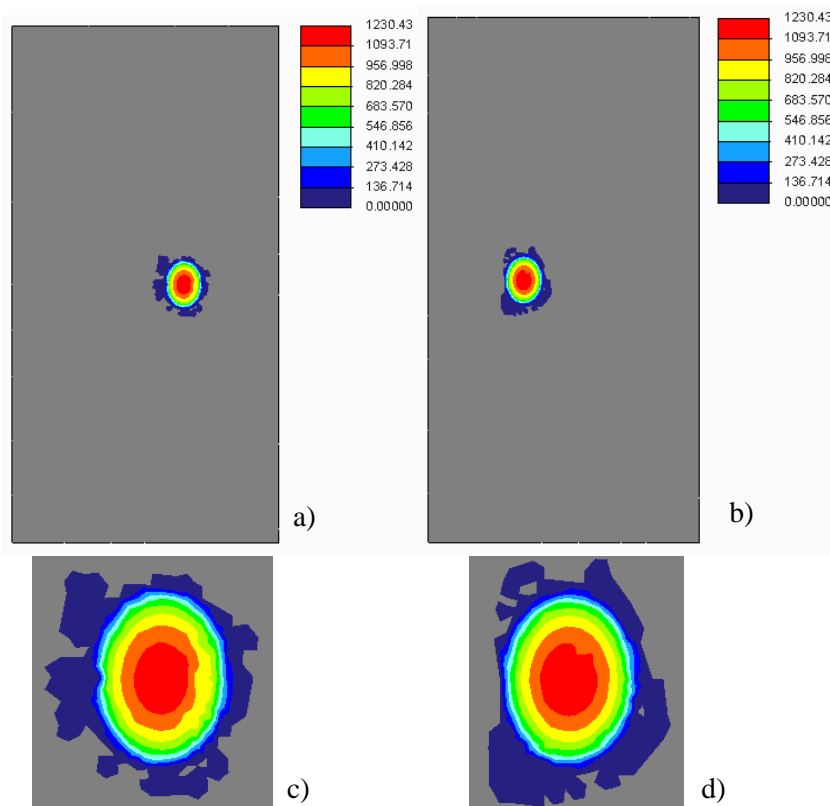


Figura 5.2. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-carril con carga vertical de 20 T.

Tensión de Von Mises máxima: 7.799e+02 MPa, orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad, (figura 5.3).

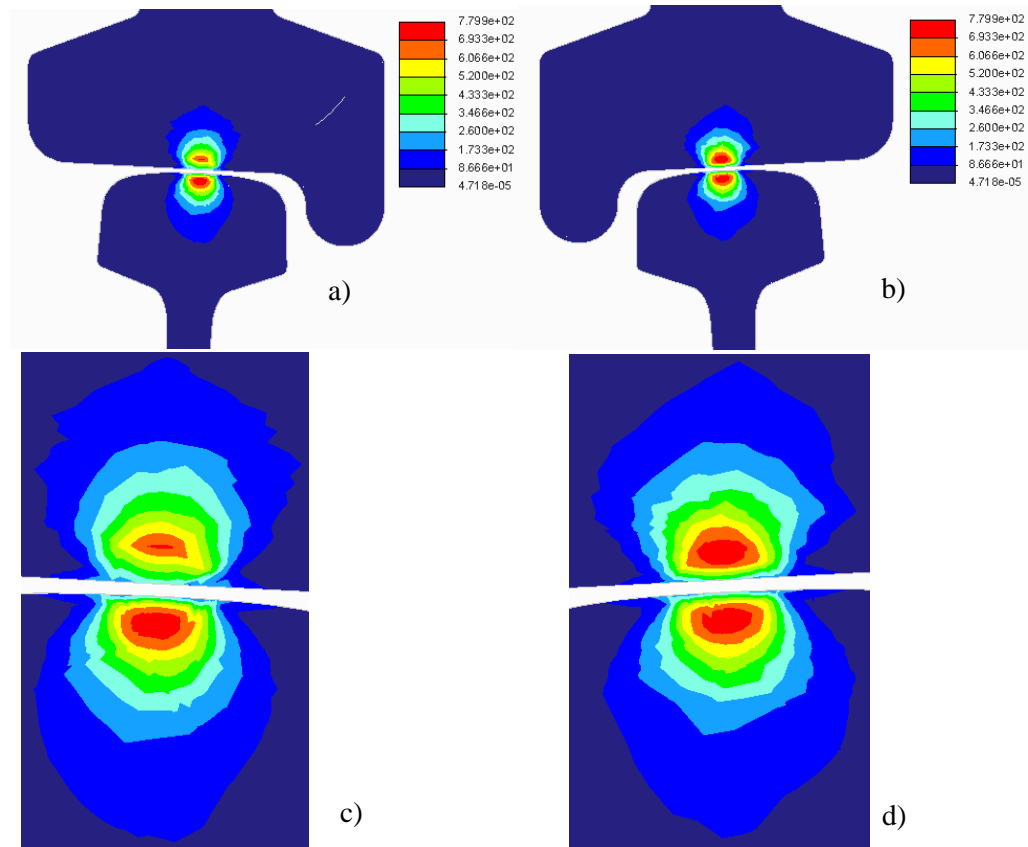


Figura 5.3. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-carril con carga vertical de 20 T.

Desplazamiento máximo: 1.78914 mm, orientación de las imagen: FRONT, (figura 5.4).

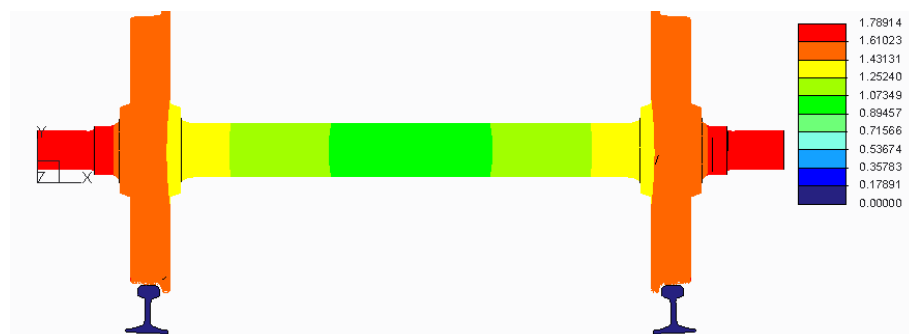


Figura 5.4. Desplazamiento en el modelo rueda-carril con carga vertical de 20T.

Área de contacto: Lado izquierdo: 126.923 mm²

Lado derecho: 125.73 mm²

La Tabla 5.3 lista los resultados obtenidos para todos los casos de carga vertical simulados. En las figuras 5.5, 5.6 y 5.7 se ha graficado la evolución de la presión máxima de contacto, de la tensión de Von Mises, y de las áreas de contacto, con el objetivo de facilitar su análisis.

Carga Vertical (T)	Presión Máxima (MPa)	Tensión de Von Mises Máxima (MPa)	Área de contacto lado izquierdo (mm ²)	Área de contacto lado derecho (mm ²)
2.5	699.188	382.1	29.7241	30.1023
5	836.447	476.6	48.7145	48.974
7.5	879.132	551.2	64.3429	65.4279
10	975.452	613.6	78.418	80.1226
12.5	1051.38	660.2	91.7206	93.162
15	1120.03	706.4	104.553	105.033
17.5	1176.66	745.8	116.157	116.554
20	1230.43	779.9	126.923	125.73
22.5	1278.93	808.5	137.528	138.106
25	1324.34	833.7	147.688	148.451

Tabla 5.3. Resultados del análisis con variación de carga del modelo rueda-carril.

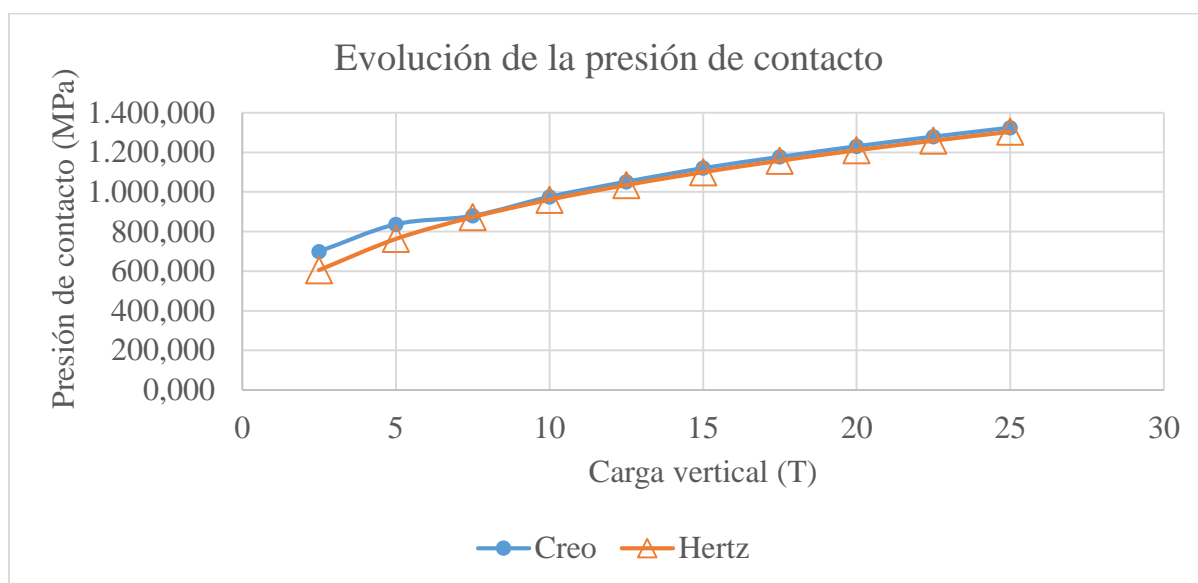


Figura 5.5. Gráfica Presión de contacto-Carga del modelo rueda-carril.

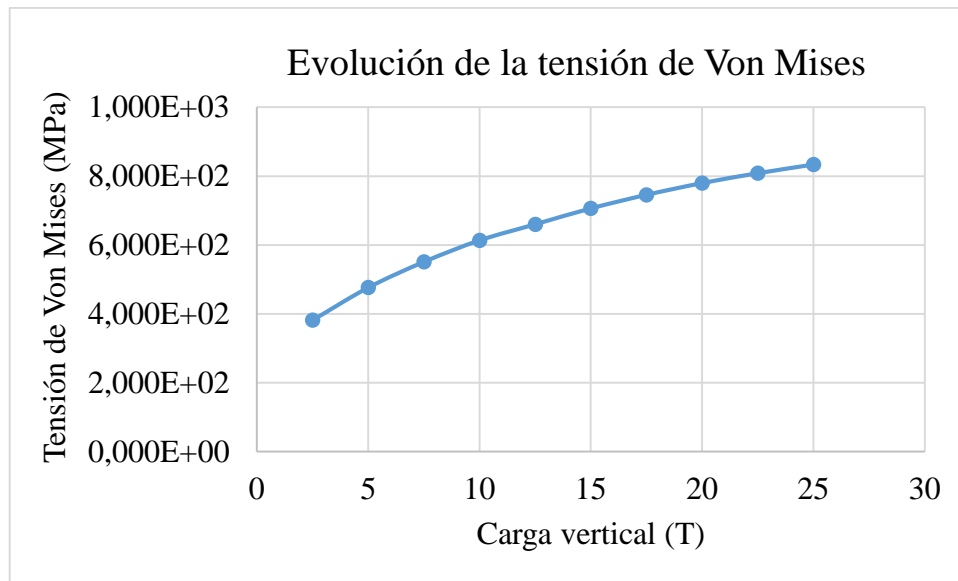


Figura 5.6. Gráfica Tensión de Von Mises-Carga del modelo rueda-carril.

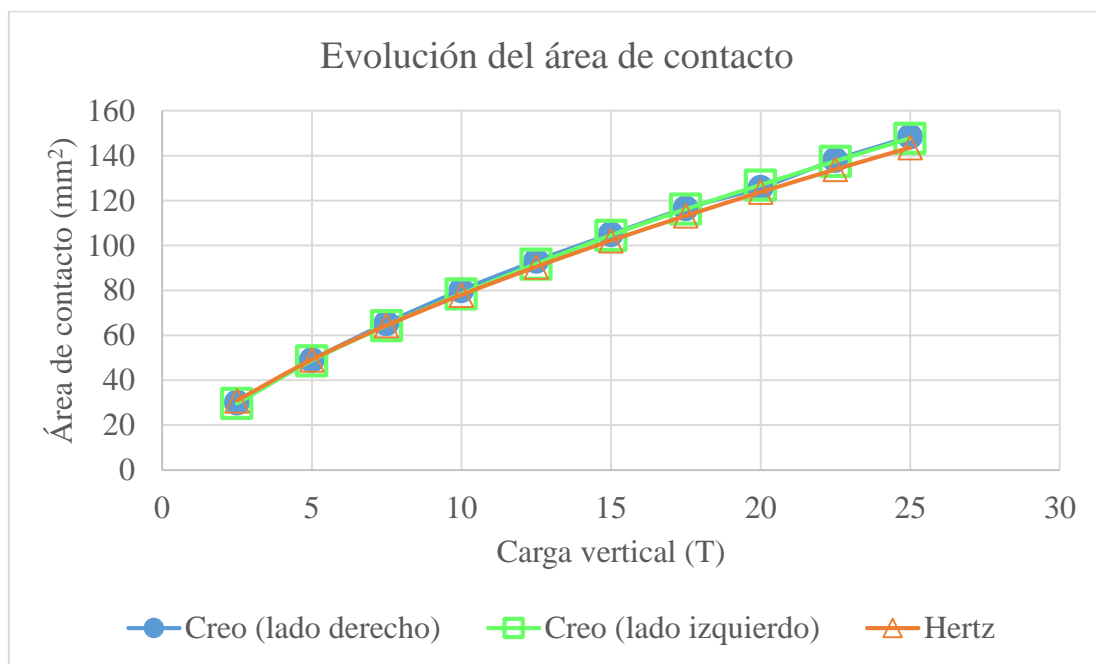


Figura 5.7. Gráfica Área de contacto-Carga del modelo rueda-carril.

A la vista de los resultados obtenidos, se comprueba que, efectivamente, tanto la presión de contacto, como la tensión de Von Mises, las deformaciones y las áreas de contacto aumentan progresivamente a medida que aumenta la carga.

Comparándolo con el modelo de Hertz, expuesto anteriormente, se ve como los valores son bastante aproximados, de tal manera que se podría considerar que el programa da unos valores coherentes.

5.3. Modelo rueda-carril con carga vertical y coeficiente de fricción

En este análisis lo primero que se hace es comprobar si con un coeficiente de fricción de 0.1 el programa lo resuelve correctamente, para eso se pone una carga de 20T ya que será la media empleada habitualmente (figura 5.8).

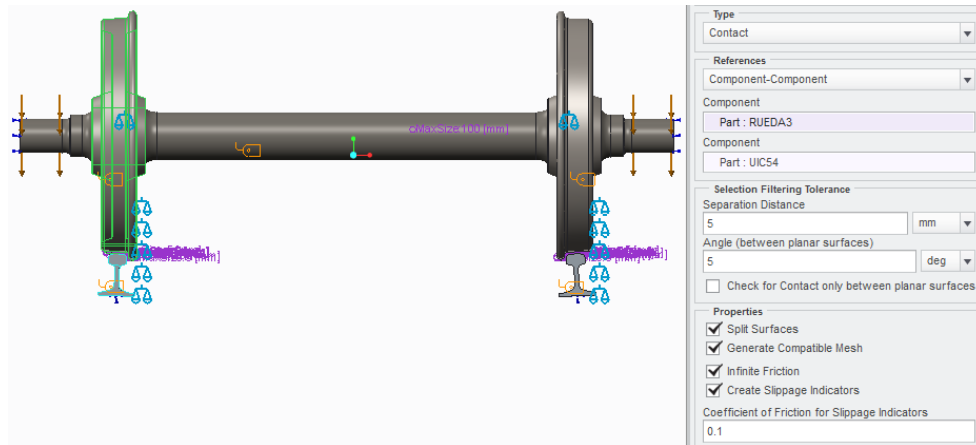


Figura 5.8. Carga vertical con coeficiente de fricción en el modelo rueda-carril.

Presión de contacto máxima: 1241.11 MPa, orientación de las imágenes: TOP, (figura 5.9).

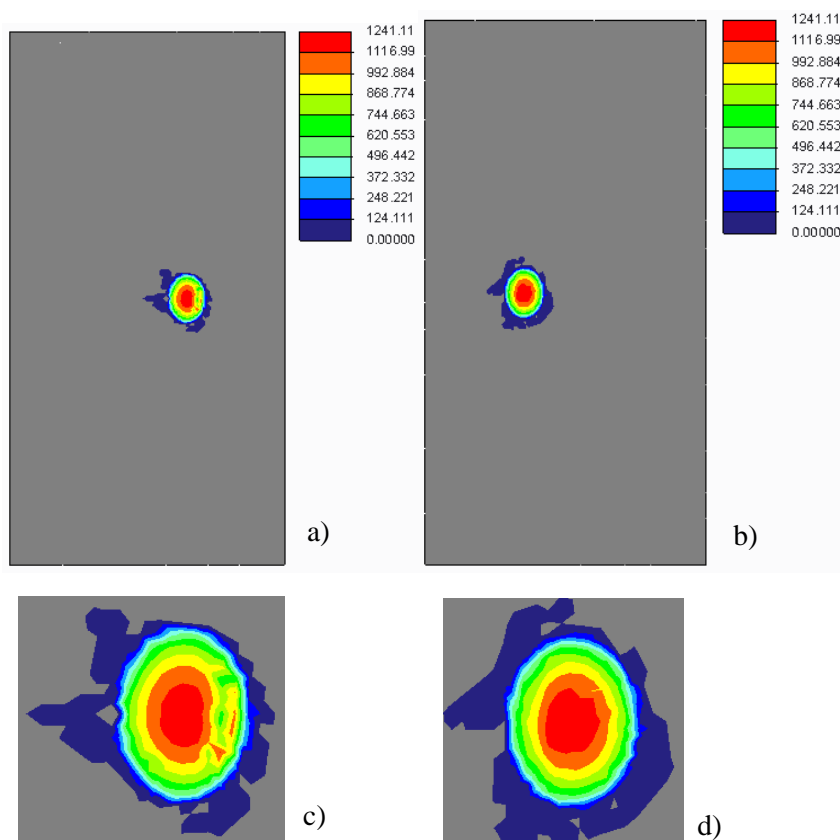


Figura 5.9. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-carril con carga de 20 T con fricción.

Tensión de Von Mises máxima: 2193.69 MPa, orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad, (figura 5.10).

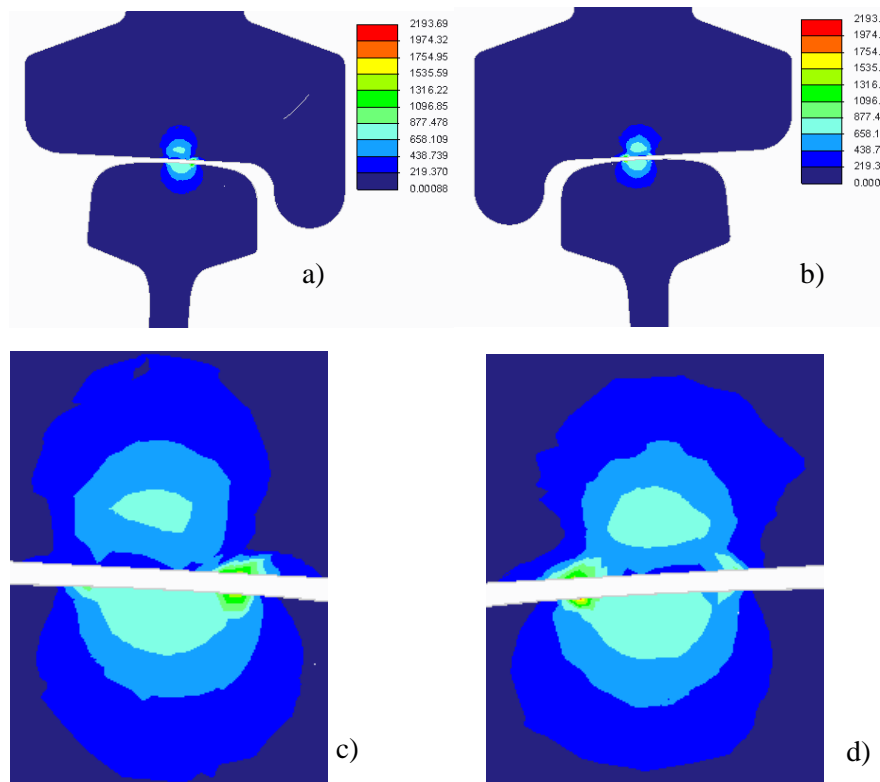


Figura 5.10. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-carril con carga de 20 T con fricción.

Desplazamiento máximo: 1.68969 mm, orientación de la imagen: FRONT, (figura 5.11).

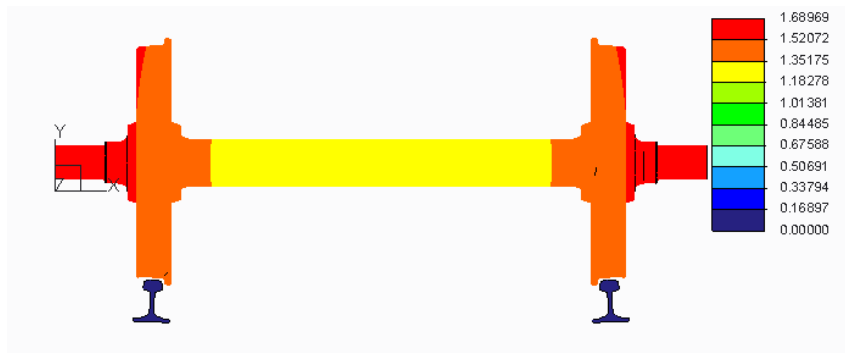


Figura 5.11. Desplazamiento en el modelo rueda-carril con carga con fricción.

Área de contacto: Lado Izquierdo: 123.948 mm²

Lado derecho: 125.192 mm²

Como se puede observar al introducir un coeficiente de fricción, los resultados no salen correctamente, ya que no debería variar mucho con respecto a los que no tienen este coeficiente.

Se puede deber a que el programa sigue unos parámetros establecidos a priori, dentro de los cuales se encuentra este coeficiente de fricción, por lo que al introducirlo de forma manual no lo resuelve de forma adecuada.

Se observa también que, especialmente en la tensión de Von Mises, se producen unos pequeños picos de tensión que no tienen ningún sentido.

Al introducir un coeficiente de fricción, el programa considera que la fricción es infinita (al igual que en el caso anterior) pero estima si el coeficiente introducido sería suficiente para evitar el deslizamiento. Este cambio de modelo puede ser la causa de que no se obtengan unos resultados todo lo buenos que deberían.

5.4. Modelo rueda-carril con una fuerza axial

Consiste en poner una fuerza axial en una de las superficies laterales del eje de un valor de 20T al igual que la carga vertical, para simular el comportamiento en curva. Se suprime la restricción del desplazamiento lateral del eje (figura 5.12).



Figura 5.12. Fuerza axial en el modelo rueda-carril.

Presión de contacto máxima: 9719.92 MPa, orientación de las imágenes: TOP, (figura 5.13).

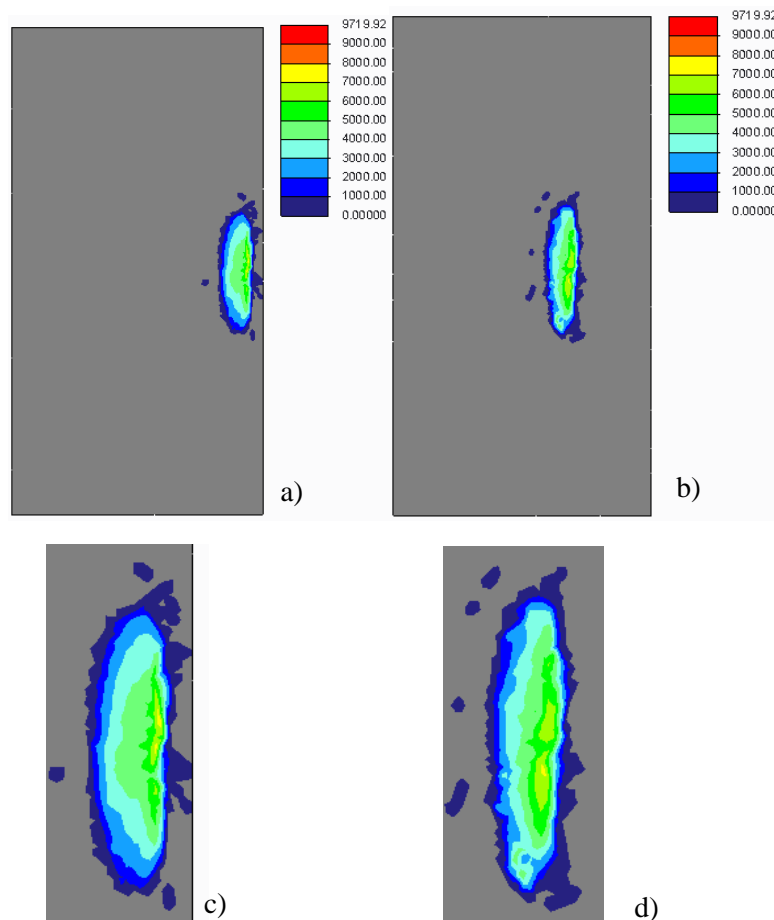


Figura 5.13. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-carril con fuerza axial.

Tensión de Von Mises Máxima: 9509.16 MPa, orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad, (figura 5.14).

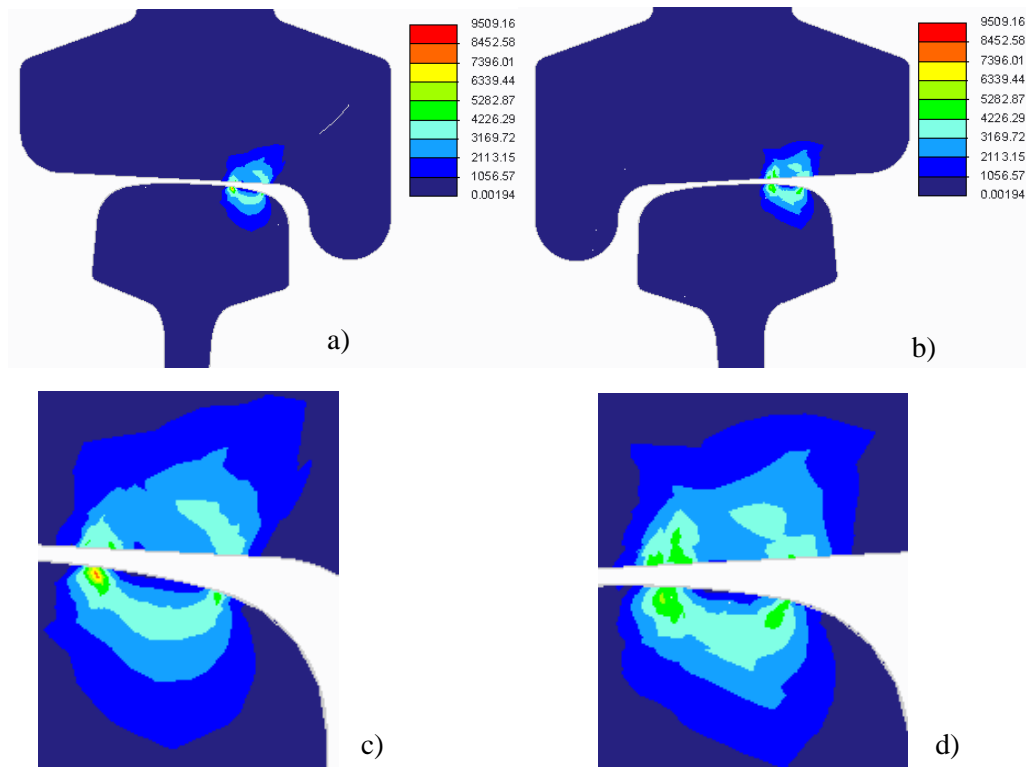


Figura 5.14. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-carril con fuerza axial.

Desplazamiento máximo: 21.4720 mm, orientación de la imagen: FRONT, (figura 5.15).



Figura 5.15. Desplazamiento en el modelo rueda-carril con fuerza axial.

Área de contacto: Lado izquierdo: 316.1 mm²

Lado derecho: 291.601 mm²

Estos resultados no se corresponden con los que se obtendrían en la realidad, el programa no da valores coherentes y esto puede ser debido a que no hay introducido un peralte para solucionar los problemas de descarrilamiento en curva.

5.5. Modelo rueda-carril con una fuerza longitudinal

Poner un par en el eje que sustituya a la fuerza longitudinal, con una carga en el eje de 20 T. Se debe quitar la restricción lateral del eje y poner unos muelles en los extremos de este (figura 5.16), tal y como se explica en la metodología.

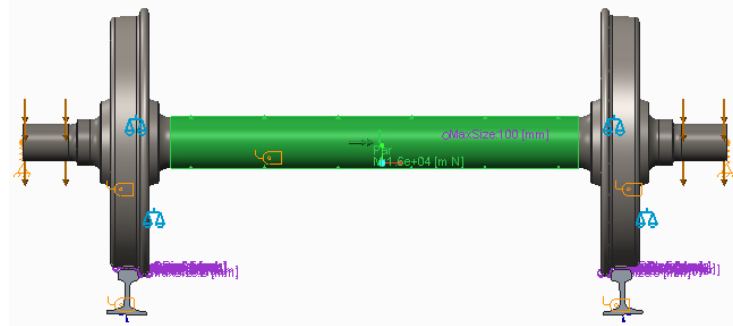


Figura 5.16. Par torsor y muelles en el modelo rueda-carril.

Presión de contacto máxima: 12122.9 MPa, orientación de las imágenes: TOP, (figura 5.17).

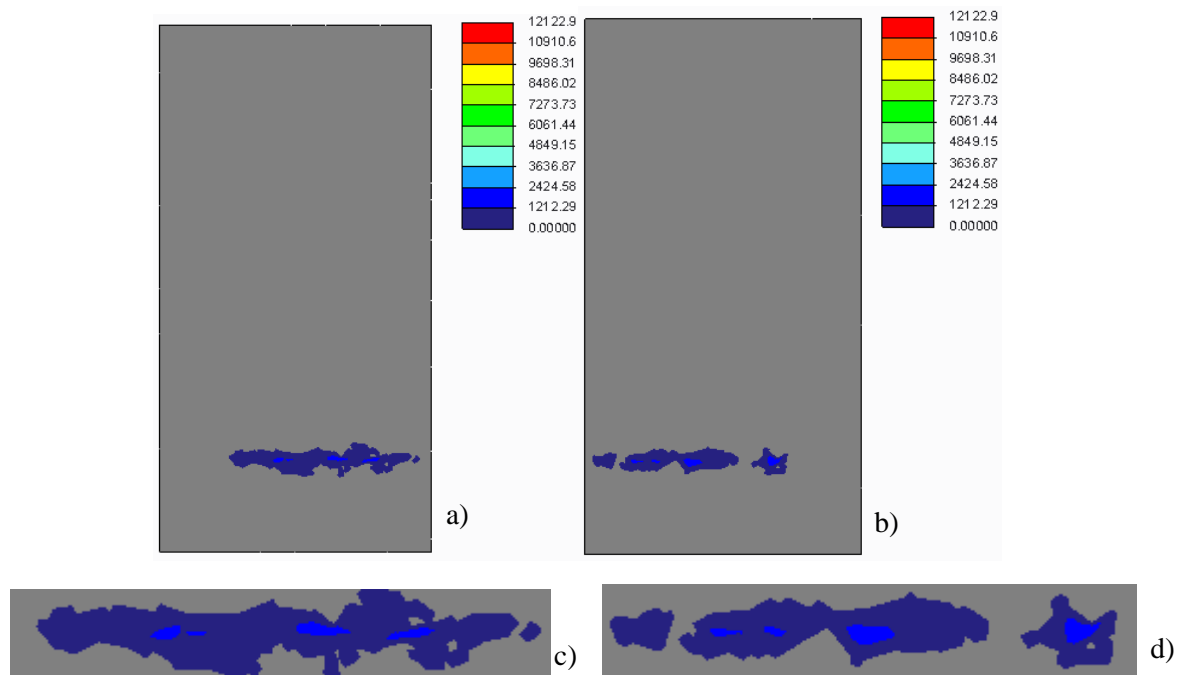


Figura 5.17. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-carril con par torsor.

Desplazamiento máximo: $8.671e+05$ mm, orientación de la imagen: FRONT, (figura 5.18).

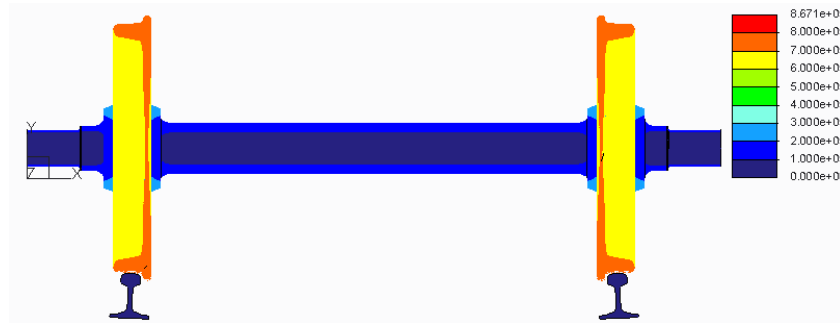


Figura 5.18. Desplazamiento en el modelo rueda-carril con par torsor.

Área de contacto: Lado izquierdo: 3.31532 mm^2

Lado derecho: 2.40703 mm^2

Los resultados obtenidos no se corresponden con una situación real, debido a que los modelos de contacto implementados en el programa no son lo suficientemente avanzados como para obtener resultados coherentes en las simulaciones realizadas.

Además, se obtienen resultados absurdos como es el desplazamiento de las dos ruedas sin que el eje se mueva.

5.6. Modelo rueda-rodillo con variación del radio del rodillo

La carga vertical con la que se analizan todos ellos es de 20T (figura 5.19).

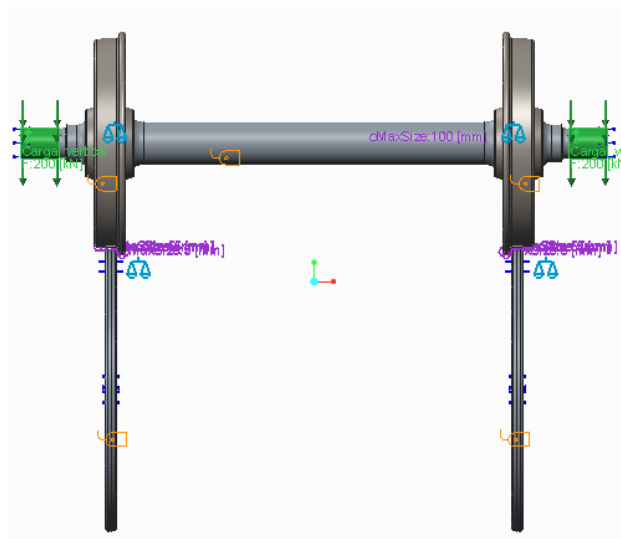


Figura 5.19. Modelo rueda-rodillo.

Se muestran los resultados del modelo cuyo radio del rodillo es 200 mm. El resto de resultados se encuentran en el anexo.

Se cambia el DIAMETRO por 400 mm y se regenera el rodillo y el conjunto.

Presión máxima de contacto: 3364.59 MPa, orientación de las imágenes: TOP, (figura 5.20).

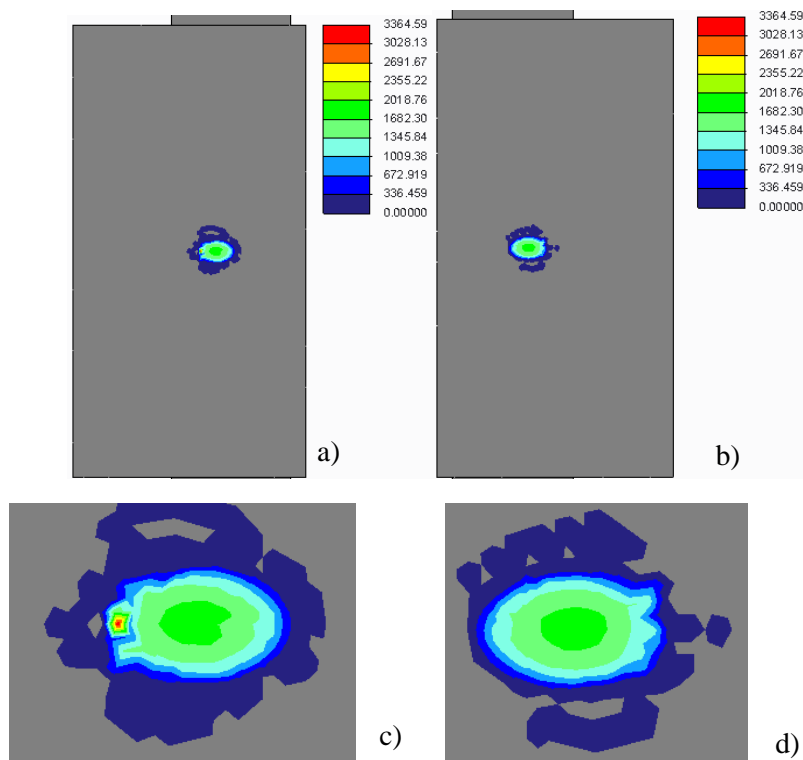


Figura 5.20. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-rodillo de radio 200 mm.

Tensión máxima de Von Mises: 2227.23 MPa, orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad, (figura 5.21).

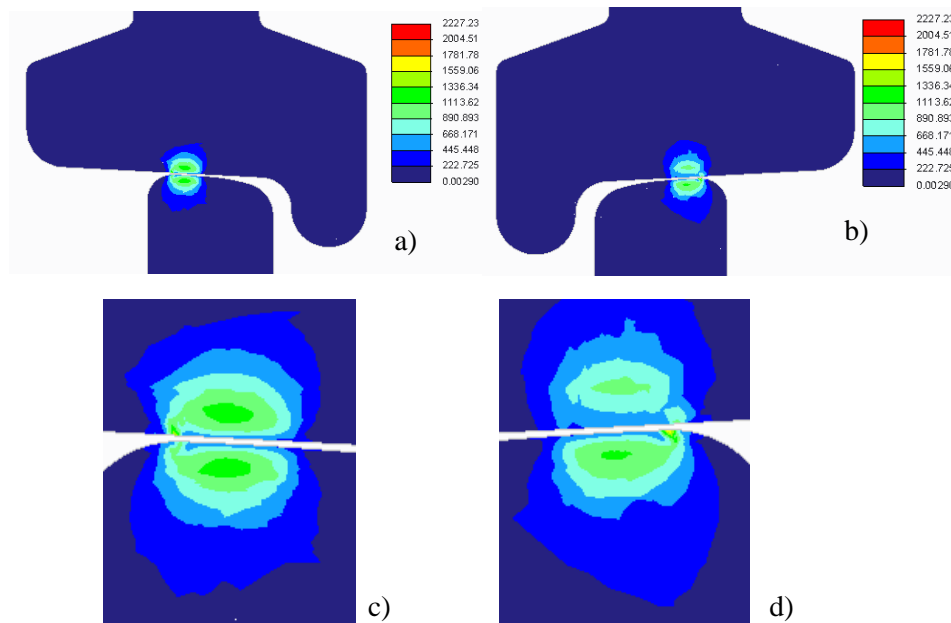


Figura 5.21. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-rodillo con radio 200 mm.

Área de contacto: Lado izquierdo: 77.6134 mm²

Lado derecho: 76.5827 mm²

Desplazamiento máximo: 0.94538 mm, orientación de la imagen: FRONT, (figura 5.22).

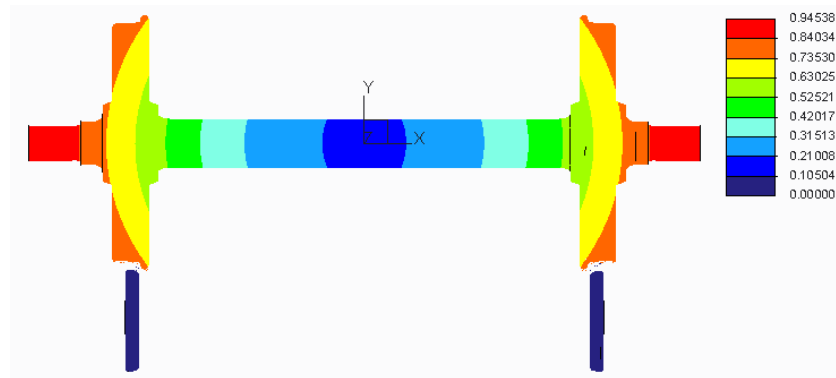


Figura 5.22. Desplazamiento en el modelo rueda-rodillo con radio 200 mm.

La Tabla 5.4 lista los resultados obtenidos para todos los casos de radio del rodillo simulados. En las figuras 5.23, 5.24 y 5.25 se ha graficado la evolución de la presión máxima de contacto, de la tensión de Von Mises, y de las áreas de contacto, con el objetivo de facilitar su análisis.

Radio del rodillo (mm)	Presión máxima (MPa)	Tensión de Von Mises máxima (MPa)	Área de contacto lado izquierdo (mm ²)	Área de contacto lado derecho (mm ²)
100	3916.41	1712.83	61.975	61.1858
200	3364.59	2227.23	77.6134	76.5827
300	3210.39	1929.17	86.3774	85.5242
400	2904.43	1220.15	93.2796	92.7896
500	2905.86	1681.77	96.618	95.1262
600	2915.54	1217.48	100.706	100.287
700	3420.94	1452.16	102.254	101.87
800	3121.34	1936.3	104.282	103.57
900	3616.01	1766.99	104.052	103.327
1000	3962.85	1831.22	103.88	103.198
1100	3561.31	1719.28	105.315	102.586
1200	3464.92	1774.16	105.404	104.021

Tabla 5.4. Resultados del modelo rueda-rodillo con variación del radio.

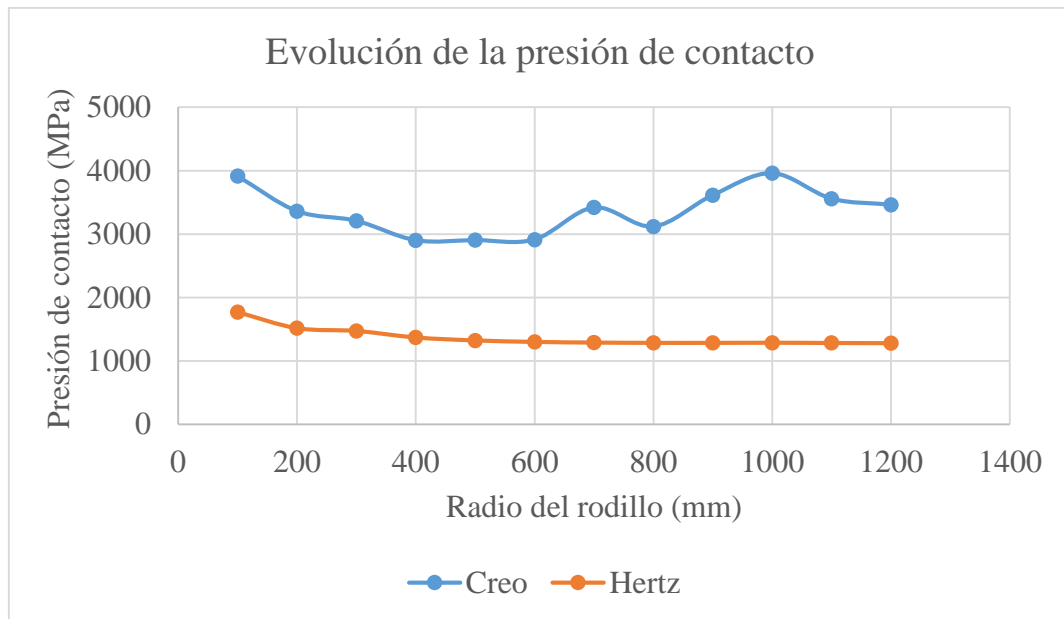


Figura 5.23. Gráfica Presión de contacto-Radio del rodillo.

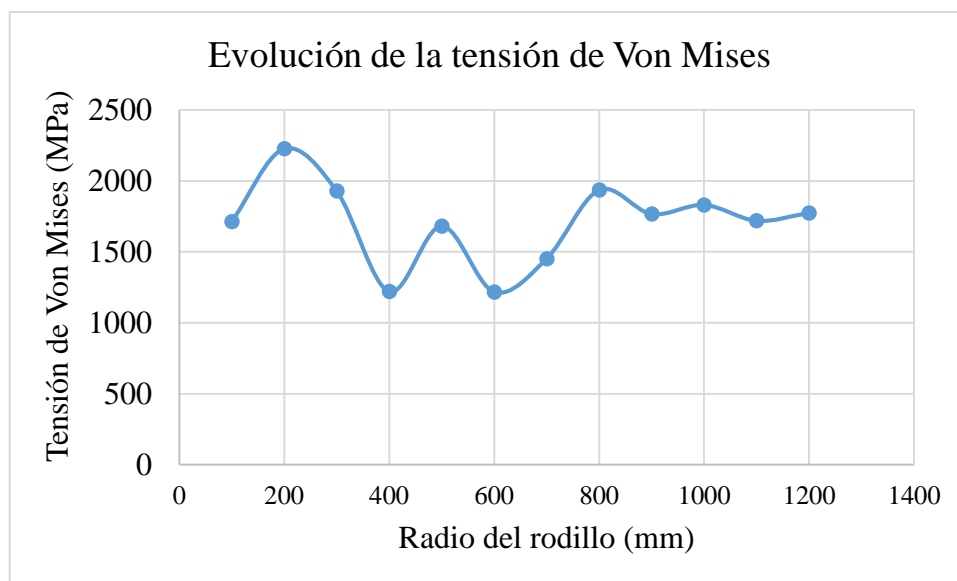


Figura 5.24. Gráfica Tensión de Von Mises-Radio del rodillo.

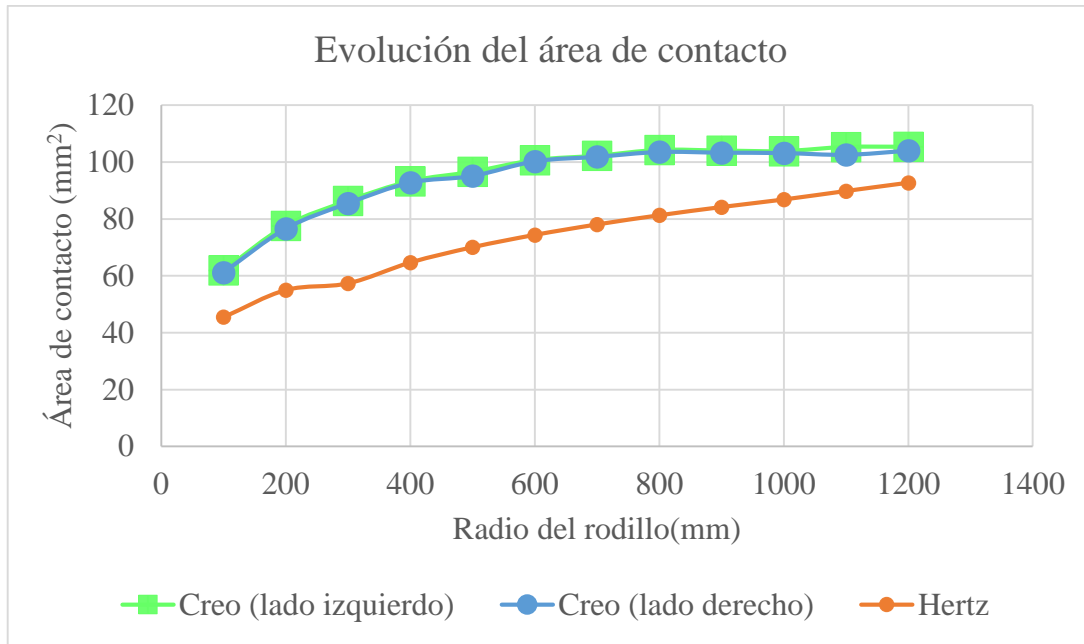


Figura 5.25. Gráfica Área de contacto-Radio del rodillo.

Como se puede observar en las gráficas anteriores, los valores siguen un orden aleatorio, lo cual no debería suceder si el conjunto fuese correcto.

Se comprueba como la geometría del rodillo y de la rueda no es la adecuada, ya que el contacto se produce en el extremo del rodillo (figura 5.21), cuando lo ideal sería que estuviese en una zona más central.

También se observa que los resultados son muy dispares con respecto al modelo de Hertz, por lo que se considera que no son correctos.

Los resultados que se deberían obtener al aumentar el radio del rodillo, es una distribución uniforme de la carga por la superficie de contacto, por lo que el área aumenta, sin embargo la presión y la tensión de Von Mises disminuyen conforme aumenta el radio.

5.7. Modelo rueda-rodillo ancho

Para poder hacer una buena comparación con el modelo rueda-carril es necesario modificar la geometría tanto de las ruedas (figura 5.26), como de los rodillos (figura 5.27), los cuales se ensanchan hasta los 80 mm. Y una vez hecho esto hay que analizarlo de nuevo.

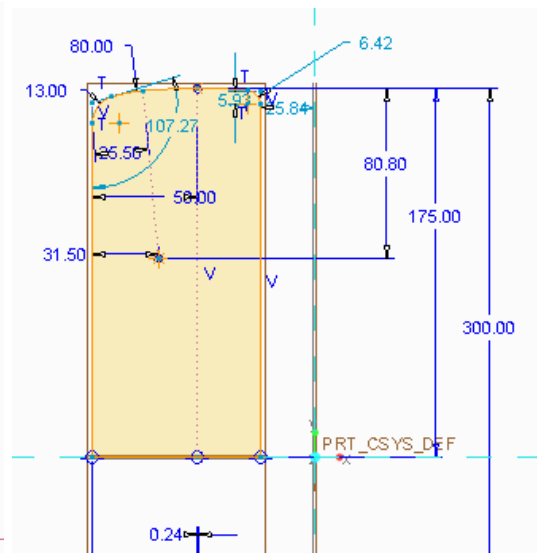
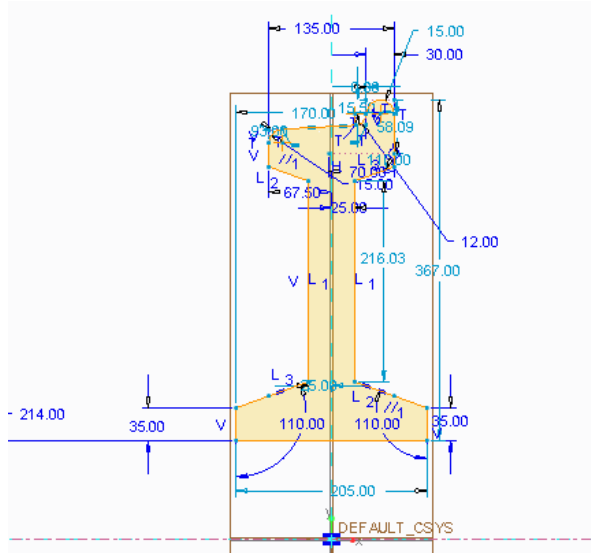


Figura 5.26. Perfil de la rueda modificada.

Figura 5.27. Perfil del rodillo modificado.

Las restricciones, las cargas y los parámetros necesarios son exactamente iguales que en el modelo anterior.

Se pone el modelo con diámetro 350 mm ya que es el más representativo, el resto de resultados se muestran en el anexo.

Se cambia el DIAMETRO por 350 mm y se regenera el modelo.

Presión máxima de contacto: 1911.62 MPa, orientación de las imágenes: TOP, (figura 5.28).

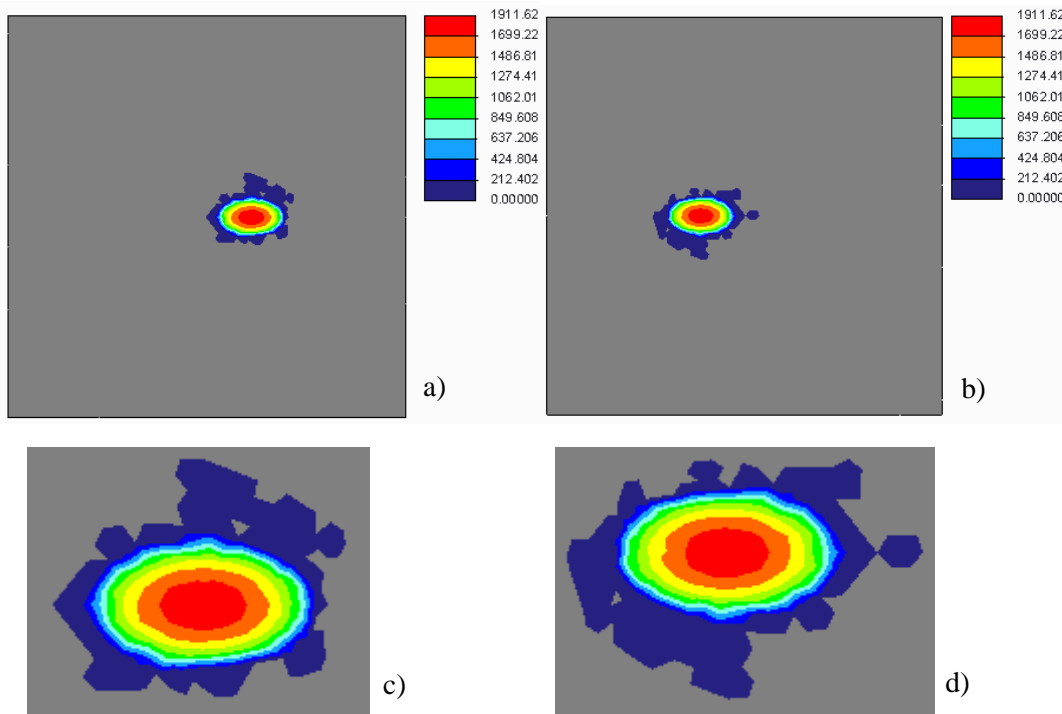


Figura 5.28. (a) (b) (c) (d) Presión de contacto en el modelo rueda-rodillo ancho de radio 175 mm.

Tensión máxima de Von Mises: 1161.26 MPa, orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad, (figura 5.29).

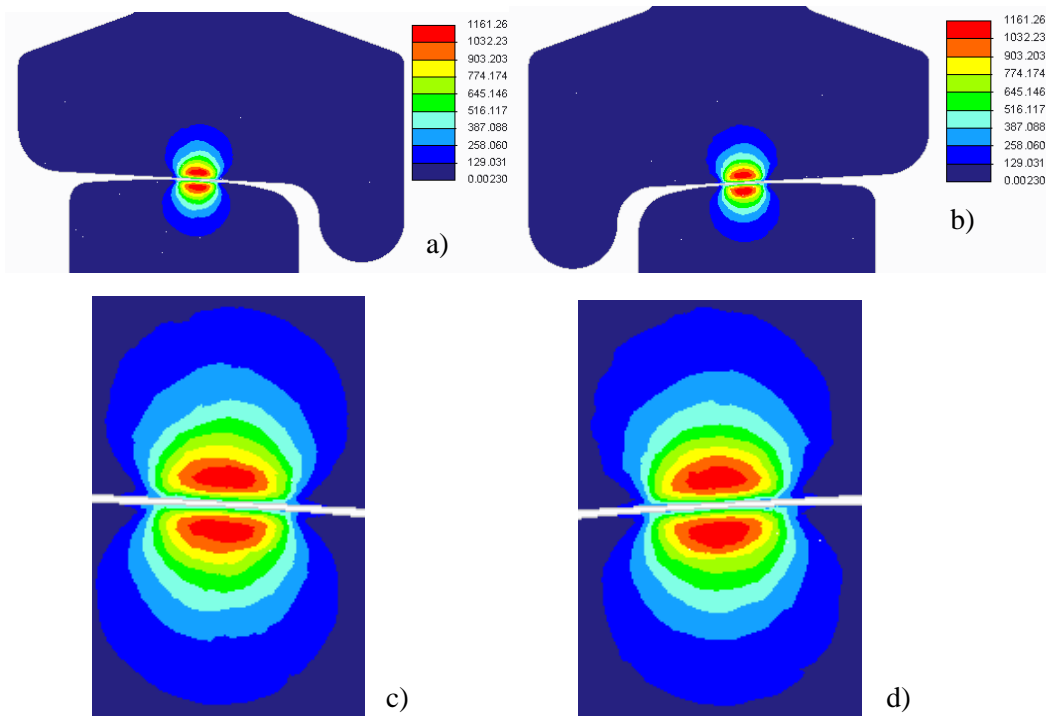


Figura 5.29. (a) (b) (c) (d) Tensión de Von Mises en el modelo rueda-rodillo ancho de radio 175 mm.

Desplazamiento máximo: 0.94109 mm, orientación de la imagen: FRONT, (figura 5.30).

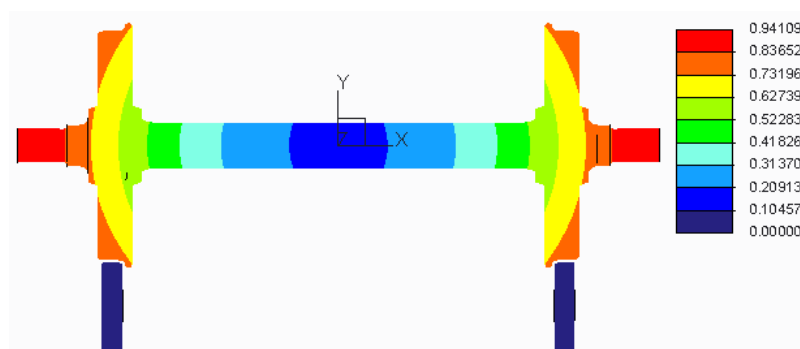


Figura 5.30. Desplazamiento en el modelo rueda-rodillo ancho de radio 175 mm.

Área de contacto: Lado izquierdo: 82.9283 mm²

Lado derecho: 83.351 mm²

La Tabla 5.5 lista los resultados obtenidos para todos los casos de radio del rodillo ancho simulados. En las figuras 5.31, 5.32 y 5.33 se ha graficado la evolución de la presión máxima de contacto, de la tensión de Von Mises, y de las áreas de contacto, con el objetivo de facilitar su análisis.

Radio del rodillo (mm)	Presión máxima (MPa)	Tensión de Von Mises máxima (MPa)	Área de contacto lado izquierdo (mm ²)	Área de contacto lado derecho (mm ²)
100	2504,32	1404,27	69.5555	69.2583
175	1911,62	1161,26	82.9283	83.351
200	1966,77	1180,07	86.2136	86.0243
300	1795,83	1046,98	95.3127	95.0927
400	1669,87	955,964	101.194	101.055
500	1586,11	918,666	105.45	105.38
600	1525,6	953,098	108.362	108.158
700	1476,82	916,177	110.602	110.67
800	1456,71	890,978	112.848	112.377
900	1396,38	857,800	114.542	114.273
1000	1408,07	862,183	115.656	115.41
1100	1381,53	838,629	116.99	116.604
1200	1370,08	889,756	118.097	117.786
1500	1323,65	845,055	120.285	119.945

Tabla 5.5. Resultados del modelo rueda-rodillo ancho con variación del radio.

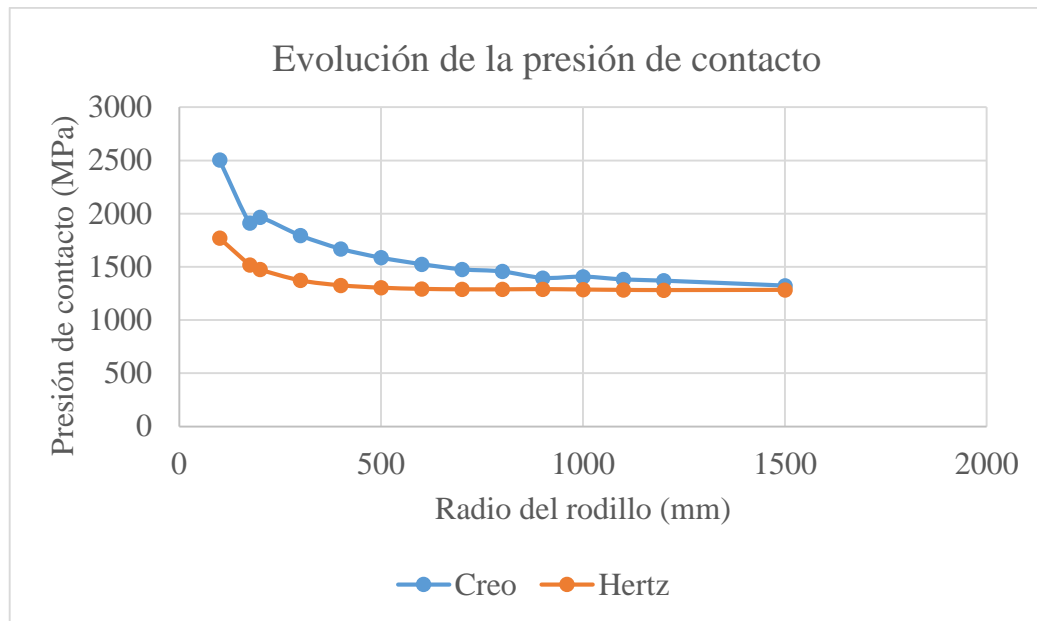


Figura 5.31. Gráfica Presión de contacto-Radio del rodillo ancho.

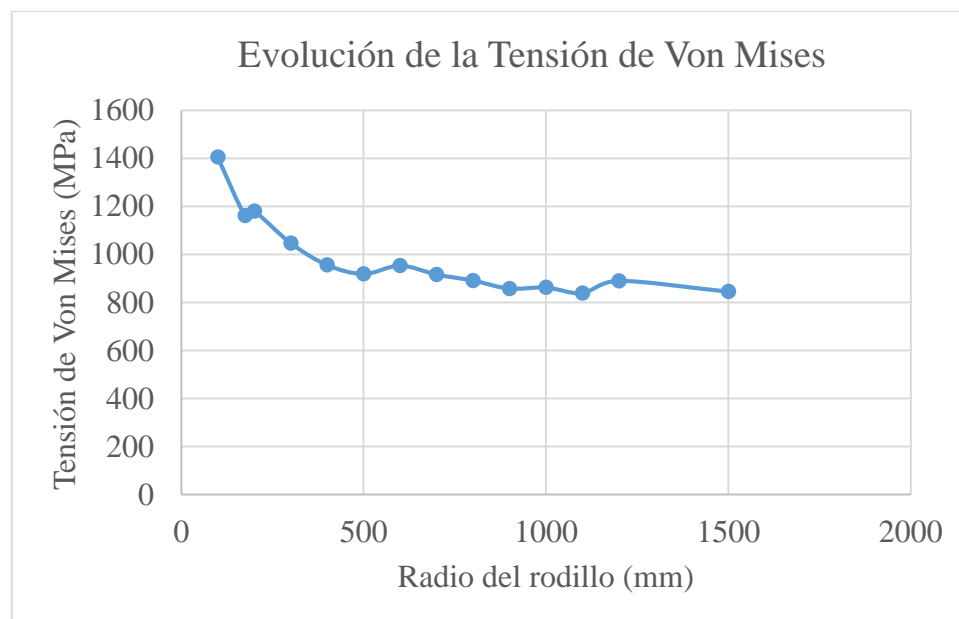


Figura 5.32. Gráfica Tensión de Von Mises-Radio del rodillo ancho.

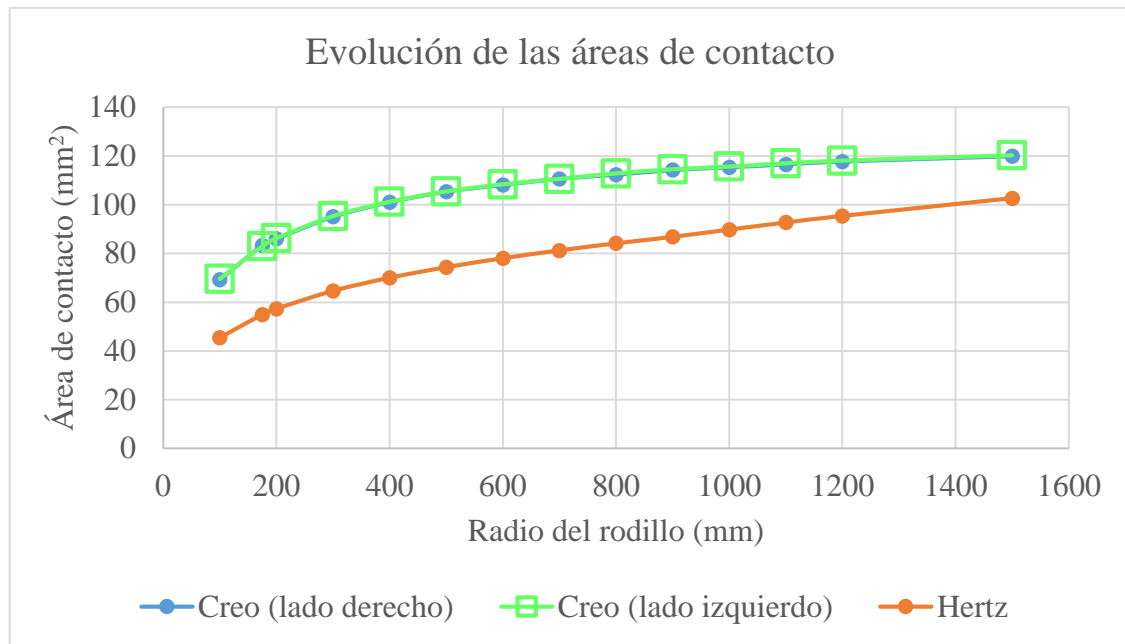


Figura 5.33. Gráfica Área de contacto-Radio del rodillo ancho.

Con estas gráficas se puede observar cómo tanto la tensión de Von Mises como la presión de contacto disminuyen a medida que aumenta el radio del rodillo, por lo que este modelo es más coherente que el anterior.

No se produce tanta variación con respecto al modelo de Hertz, lo que se podría decir que al variar la geometría se resuelven los problemas del análisis anterior.

6. Conclusiones y Trabajos futuros

6.1. Conclusiones

Al finalizar este trabajo, se puede afirmar que se han cumplido de forma satisfactoria todos los objetivos propuestos al inicio del TFG, en especial, el objetivo principal:

“El diseño y análisis de modelos numéricos sobre PTC CREO que permitan conocer fielmente el fenómeno de los contactos rueda-carril y rueda-rodillo.”

En el transcurso del estudio que se presenta en esta memoria, se ha analizado la huella que se forma en el contacto rueda-carril y también la que se forma en un banco de ensayos de rodillos, contacto rueda-rodillo.

Además del objetivo principal, también se ha logrado alcanzar los siguientes puntos:

- La geometría de los elementos mecánicos usados en los modelos rueda-carril y rueda-rodillo, se han seleccionado de la normativa vigente en el sector ferroviario.
- Se ha creado un modelado realista de los elementos mecánicos de los conjuntos a simular, es decir, de las ruedas, los ejes, los carriles y los rodillos.
- En los modelos se han establecido unas condiciones de contorno realistas, adecuadas para el estudio del fenómeno del contacto rueda-carril y rueda-rodillo.
- Se ha definido un mallado adecuado para cada zona de los elementos del modelo, refinando las zonas donde se produce el contacto.
- Se han establecido e implementado condiciones operativas realistas en un modelo de elementos finitos para que simulara adecuadamente el fenómeno de contacto genérico: rueda-carril.
- Se han establecido e implementado condiciones operativas realistas en un modelo de elementos finitos para que simulara adecuadamente el fenómeno de contacto en banco de ensayos: rueda-rodillo.
- Se graficará la evolución de parámetros como la elipse de contacto, la presión superficial máxima o la tensión máxima de Von Mises.
- Se han comparado los resultados obtenidos de los modelos rueda-carril y rueda-rodillo con los datos teóricos de un modelo de contacto de Hertz.

En este trabajo se aportan dos modelos de elementos finitos, rueda-carril y rueda-rodillo, diseñados específicamente para este trabajo, y cuyas geometrías y condiciones simuladas cumplirían con la normativa existente en el sector ferroviario.

- En el modelo de contacto rueda-carril, se varía la carga vertical aplicada en el eje, obteniendo unos resultados de presión superficial de contacto, tensión de Von Mises y área de contacto.
- En cuanto al modelo rueda-rodillo, se estudia el fenómeno del contacto, variando el radio del rodillo, obteniendo igualmente resultados de la presión superficial de contacto, la tensión de Von Mises y el área de contacto.

Los resultados obtenidos en los dos modelos de elementos finitos propuestos son coherentes respecto al modelo de contacto hertziano, especialmente en el caso de contacto rueda-carril.

6.2. Trabajos futuros

Para completar el estudio que se ha realizado en este proyecto se podrían proponer algunos trabajos futuros, que continúen con la investigación aquí iniciada y mejoren los resultados obtenidos.

- Se ha podido observar como los resultados del modelo de contacto rueda-rodillo son coherentes, pero su precisión es mejorable. Por lo que propondría realizar ciertos trabajos futuros, para intentar mejorarlos.
 - Se podría refinar la malla en la zona de contacto entre la rueda y el rodillo, precisando más el análisis donde interesa obtener los resultados.
 - Hacer un modelo análogo de carácter local, sólo para la zona del contacto, reduciendo el análisis innecesario en otras zonas.
- En los dos modelos analizados en este trabajo se considera un comportamiento elástico. La realidad es que los materiales responden a un comportamiento no elástico, por lo que para obtener resultados más reales y precisos, se podrían implementar modelos elastoplásticos.
- También sería interesante evolucionar estos modelos estáticos o cuasi-estáticos hacia modelos dinámicos, que simulen el proceso de contacto en movimiento.
- Finalmente, para continuar avanzando en la investigación en modelos de contacto rueda-carril, una vez implementado el modelo dinámico, sería relevante incluir cargas laterales y peraltes, para estudiar el fenómeno cuando el ferrocarril está en curva.

7.Presupuesto

7.1. Planificación

La planificación de las fases de este trabajo se ha realizado con un orden lógico, comenzando por el planteamiento del problema y finalizando con la redacción de la presente memoria. El tiempo total empleado para la realización completa del trabajo es de 5 meses.

1) Planteamiento del trabajo: 9 días

En esta fase se realizarán reuniones para concretar cómo se llevará a cabo el desarrollo del problema planteado y los objetivos que se tendrán que cumplir.

2) Familiarización con el entorno PTC Creo: 15 días

En esta segunda tarea es necesario familiarizarse con el programa con el que se trabajará prácticamente durante todo el proyecto, para conocer las aplicaciones que tiene y todo lo que es capaz de realizar.

3) Planificación y refinamiento de los modelos: 45 días

Llegado a este punto, se plantearán los modelos que se pueden implementar en el programa, los cuales son, un modelo rueda-carril y un banco de ensayos, para poder contrastar resultados. Se tendrán que diseñar los elementos y crear los conjuntos, introduciendo las restricciones y fuerzas necesarias para que los modelos se comporten de la manera adecuada.

4) Desarrollo y simulación de los modelos: 75 días

Una vez realizados todos los modelos que se quieren analizar, se simularán con el PTC Creo Simulate observando los resultados obtenidos pudiendo ver si el programa resuelve el contacto entre la rueda y el carril correctamente, comparándolo con el banco de rodillos también simulado.

5) Redacción de la memoria: 30 días

Se plasman todos los objetivos y metas de este trabajo, junto con la metodología que se ha llevado a cabo y los resultados obtenidos en cada análisis, pudiendo sacar unas conclusiones claras y comprobando que se han alcanzado los objetivos previstos. También se plantearán trabajos futuros para mejorar el presente, o para completarlo.

Como se puede observar la suma de todas las etapas realizadas da más de 5 meses, sin embargo algunas tareas se han llevado a cabo al mismo tiempo que otras, como es posible observar en el siguiente diagrama de Gantt (figura 7.1)

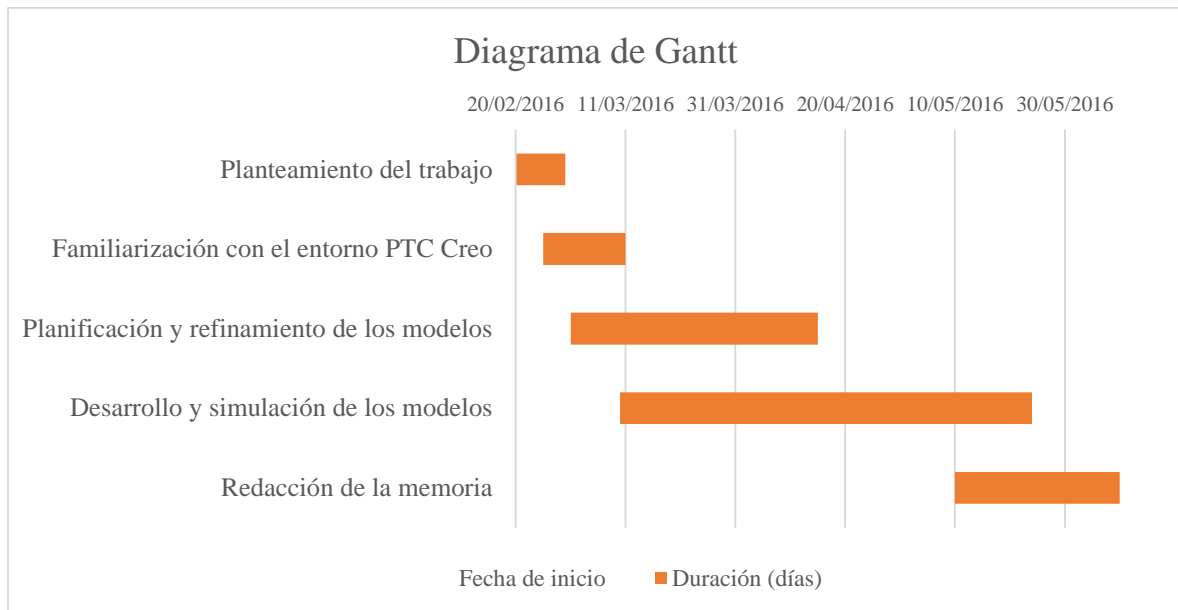


Figura 7.1. Diagrama de Gantt.

7.2. Presupuesto

7.2.1. Personal

Nombre	Categoría	Coste (€/mes)	Meses de trabajo	Coste Total (€)
Higinio Rubio Alonso	Ingeniero profesional	3600	1/4	900
Alejandro Bustos Caballero	Ingeniero profesional	2800	1/2	1400
Sandra Poncio González	Ingeniera estudiante	1000	5	5000

Tabla 6.1. Coste del personal.

Los 5 meses trabajados no son al máximo rendimiento ya que se compaginó con el estudio de las asignaturas correspondientes al último curso.

$$\text{Coste personal} = 900 + 1400 + 5000 = 7300 \text{ €} \quad (7.1)$$

7.2.2. Equipos

Nombre	Dedicación (%)	Coste (€)	Meses de trabajo	Periodo de depreciación (meses)	Coste total (€)
Ordenador personal portátil	50	700	5	24	72.92
Ordenador de la universidad	50	1500	1	36	20.83

Tabla 6.2. Coste de los equipos.

$$\text{Coste total} = \frac{\text{Meses de trabajo}}{\text{Periodo de depreciación}} \cdot \text{Coste} \cdot \text{Dedicación} \quad (7.2)$$

$$\text{Coste de equipos} = 72.92 + 20.83 = 93.75 \text{ €} \quad (7.3)$$

7.2.3. Software

Nombre	Coste licencia (€)	Dedicación (%)	Periodo de depreciación (meses)	Meses de trabajo	Coste Total (€)
Microsoft office 2010	99.99	50	12	2	8.33
PTC Creo 2.0	3600	50	12	4	600

Tabla 6.3. Coste del software.

$$\text{Coste total} = \frac{\text{Meses de trabajo}}{\text{Periodo de depreciación}} \cdot \text{Coste} \cdot \text{Dedicación} \quad (7.4)$$

$$\text{Coste softwares} = 8.33 + 600 = 608.33 \text{ €} \quad (7.5)$$

7.2.4. Otros costes

Estos gastos incluyen los desplazamientos, las comidas, el asesoramiento y los gastos de oficina.

$$\text{Costes varios} = 150 \text{ €}$$

7.2.5. Costes directos

Costes directos

$$\begin{aligned} &= \text{Coste personal} + \text{Coste de equipos} + \text{Coste softwares} \\ &+ \text{Costes varios} = 7300 + 93.75 + 608.33 + 150 \\ &= 8152.08 \text{ €} \end{aligned} \quad (7.6)$$

7.2.6 Beneficio y costes indirectos

Corresponde con el 20 % de los costes directos.

$$\text{Costes indirectos} = 0.2 \cdot 8152.08 = 1630.42 \text{ €}$$

7.2.7. Total

$$\begin{aligned} \text{Coste total del proyecto} &= \text{Costes directos} + \text{Costes indirectos} \\ &= 8152.08 + 1630.42 = 9782.5 \text{ € (sin impuestos)} \end{aligned}$$

Incluyendo un IVA de un 21% el coste total del proyecto ascendería a **11836.82 €**

8. Referencias bibliográficas

- [1] A. A. Shabana, M. Berzeri and J. R. Sany. *Numerical Procedure for the Simulation of Wheel/Rail Contact Dynamics*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Volume 123, Issue 2, pp. 168-178, 2001.
- [2] Apuntes de la asignatura “Ferrocarriles y vehículos automóviles”, capítulos 1, 2 y Universidad Carlos III de Madrid.
- [3] Díaz López, V., E. Olmeda Santamaría, A. Gauchía Babé, D. García-Pozuelo Ramos, B. López Boada, M.J. López Boada y J. Fuentes Losa. *Automóviles y ferrocarriles*. Universidad Nacional de Educación a Distancia (UNED), 2012.
- [4] González Fernández, F.J. y J. Fuentes Losa. *Ingeniería Ferroviaria*. Segunda edición actualizada y ampliada. UNED, 2010.
- [5] Jurado Zurro, J. *Estudio del comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario equipado con suspensión secundaria semiactiva utilizando lógica difusa*. PFC, Universidad Carlos III de Madrid, 2010.
- [6] *Motion & Control NSK*.
Disponible en http://www.nskeurope.es/cps/rde/xchg/eu_es/hs.xsl/index.html (visitado el 20.04.2016)
- [7] Ortega Lester, E. *Simulación del contacto rueda-carril con Pro/Engineer*. PFC, Universidad Carlos III de Madrid, 2012.
- [8] PTC, *CAD Software*. Disponible en <http://www.ptc.com/cad> (visitada el 20.03.2016)
- [9] Norma UNE-EN 13674-1:2006 + A1:2008. *Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte 1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 kg/m*.
- [10] Norma UNE-EN 13262:2005 + A1:2009. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto*.
- [11] Norma UNE-EN 13715:2005. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura*.
- [12] Norma UNE-EN 13261:2009. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto*.
- [13] Norma UNE-EN 13103:2010. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño*.
- [14] N.T.M. 4643.202.00. *Norma Técnica Mantenimiento. Eje Montado. U.T. CIVIA (CAF-SIEMENS)*. Edición julio 2011.
- [15] Álvarez Mántaras, D. y P. Luque Rodríguez. *Ferrocarriles: ingeniería e infraestructura de los transportes*. Universidad de Oviedo, 2003.
- [16] Álvarez Rodríguez, J. *Ingeniería ferroviaria (Tomo 1)*. Universidad Carlos III de Madrid.

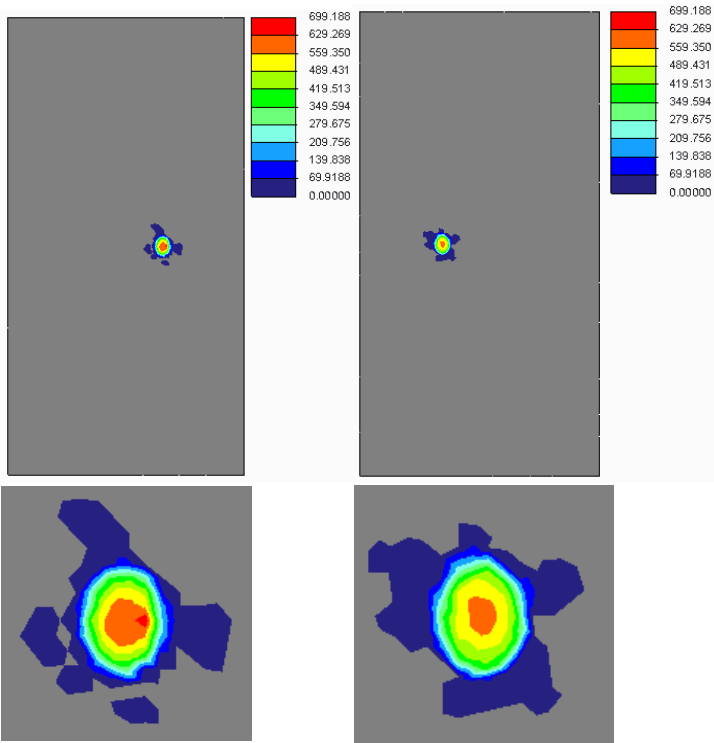
- [17] *Esfuerzos de contacto*.
Disponible en <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Cap6.pdf> (visitado el 15.04.2016)
- [18] García Antúnez, R. *Análisis de las variaciones modales de una rueda ferroviaria con grietas*. PFC, Universidad Carlos III de Madrid, 2013.
- [19] Herreros Garrido, A. *Estudio de la defectología en ruedas ferroviarias*. PFC, Universidad Carlos III de Madrid, 2010.
- [20] *Industria ferroviaria, SIM IMPEX*. Disponible en http://www.sim-impex.com/images/sim-impex/etc/SIM_IMPLEX_Ferroviaria_web.pdf (visitada el 24.03.2016)
- [21] *Infraestructura-La vía*.
Disponible en [http://www.cps.unizar.es/~transp/Ferrocarriles/INFRAESTRUCTURA\(La_via--Partes_de_la_via\).html](http://www.cps.unizar.es/~transp/Ferrocarriles/INFRAESTRUCTURA(La_via--Partes_de_la_via).html) (visitado el 02.04.2016)
- [22] Iwnicki, S. *Handbook of Railway vehicle dynamics*. Capítulos 4 y 5. Taylor & Francis, 2006.
- [23] Laniado Jácome, E. *Modelo de rodamiento utilizando técnicas M.E.S, aplicación al estudio del deslizamiento en la zona de carga*. Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, 2008.
- [24] Miravete, A., E. Larrodé, L. Castejón y J. Cuartero. *Los transportes en la ingeniería industrial*. Universidad de Zaragoza, Reverté, 2002[1998].
- [25] Sanz, I., I. de Peñaranda, J.C. Enguix y J. Mas. *Transporte ferroviario de mercancías*. Valencia, 2013.
- [26] Thomson, I. *Los ferrocarriles y su contribución al comercio internacional*. BID-INTAL. Buenos Aires, 1997.
- [27] Zamora Abad, A. *Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril*. PFC, Universidad Carlos III de Madrid, 2010.
- [28] *Bogie Rotary parts & Bearings test rig*. Danobat. Disponible en <http://railways.danobatgroup.com/en/dynamic-bogie-test-rig> (visitado el 05.06.2016)
- [29] *Equipment for bogie rotative elements condition monitoring*. Danobat. <http://www.danobatgroup.com/en/railway/bogie-rotative-elements-condition-monitoring> (visitado el 05.06.2016)
- [30] Avilés, Rafael. *Análisis dinámico mediante elementos finitos*. Universidad del País Vasco, 1995.

9. Anexos

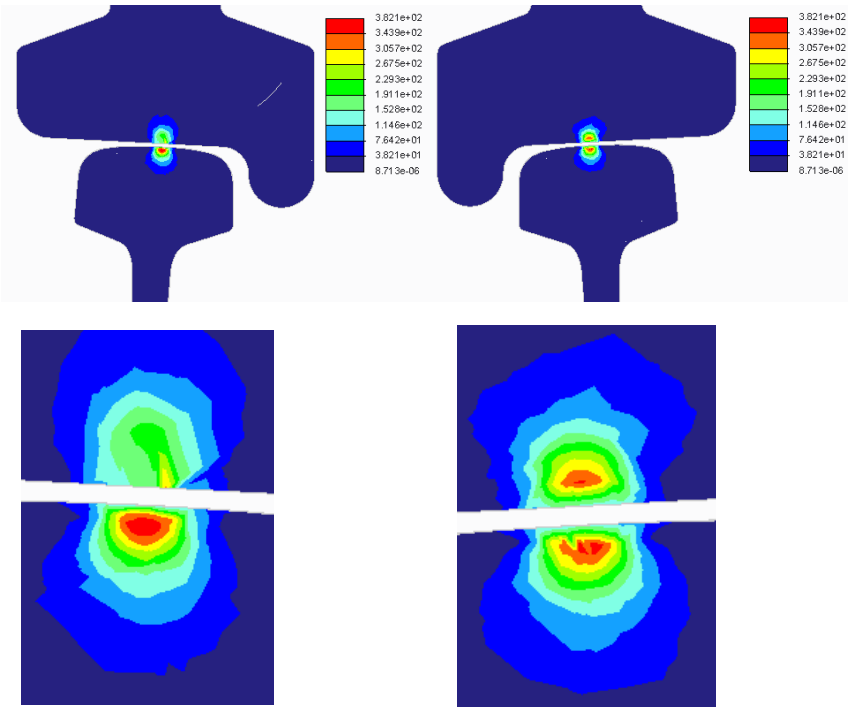
ANEXO A: Modelo rueda-carril variando la carga

Carga de 2.5T

Presión de contacto máxima: 699.188 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 3.821e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.40657 mm (orientación de la imagen: FRONT)

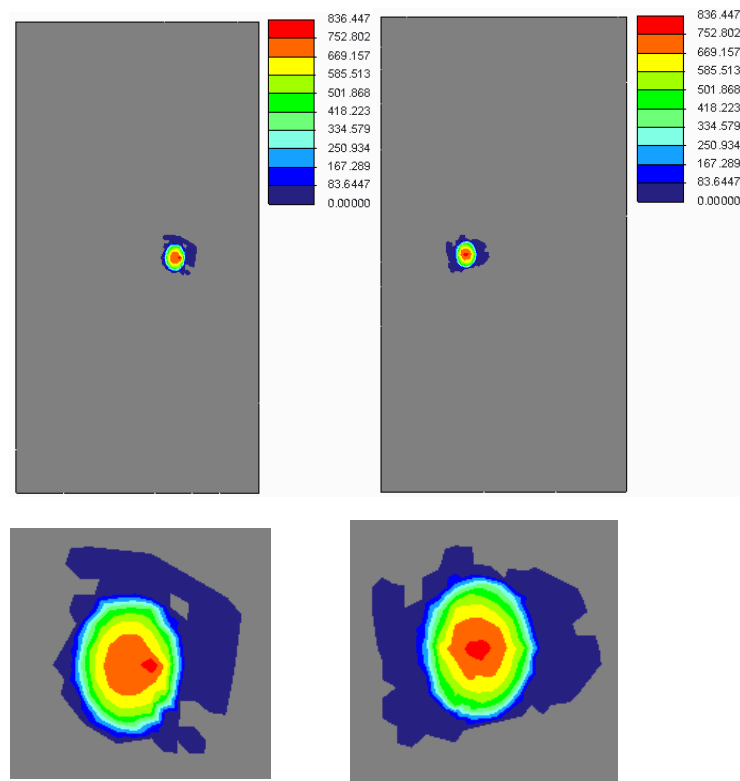


Área de contacto: Lado Izquierdo: 29.7241 mm²

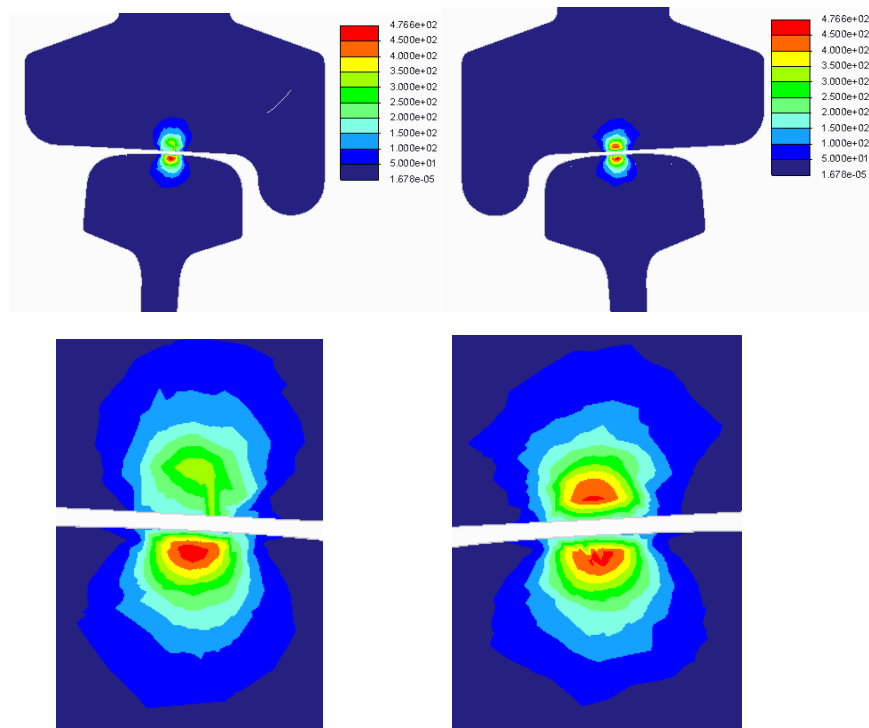
Lado Derecho: 30.1023 mm²

Carga de 5T

Presión de contacto máxima: 836.447 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 4.766e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.46578 mm (orientación de la imagen: FRONT)

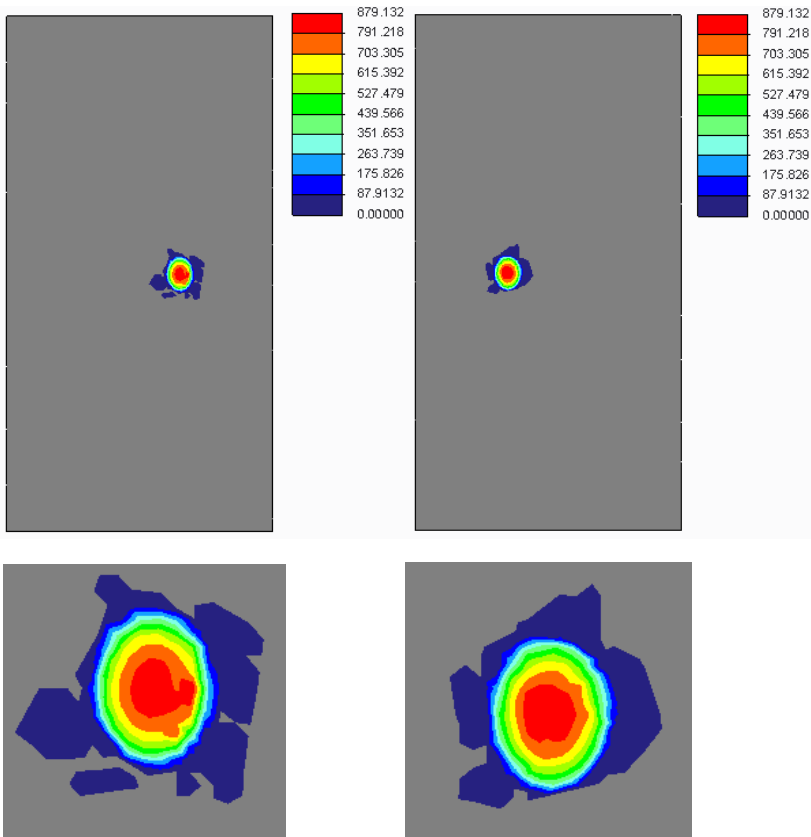


Área de contacto: Lado Izquierdo: 48.7145 mm²

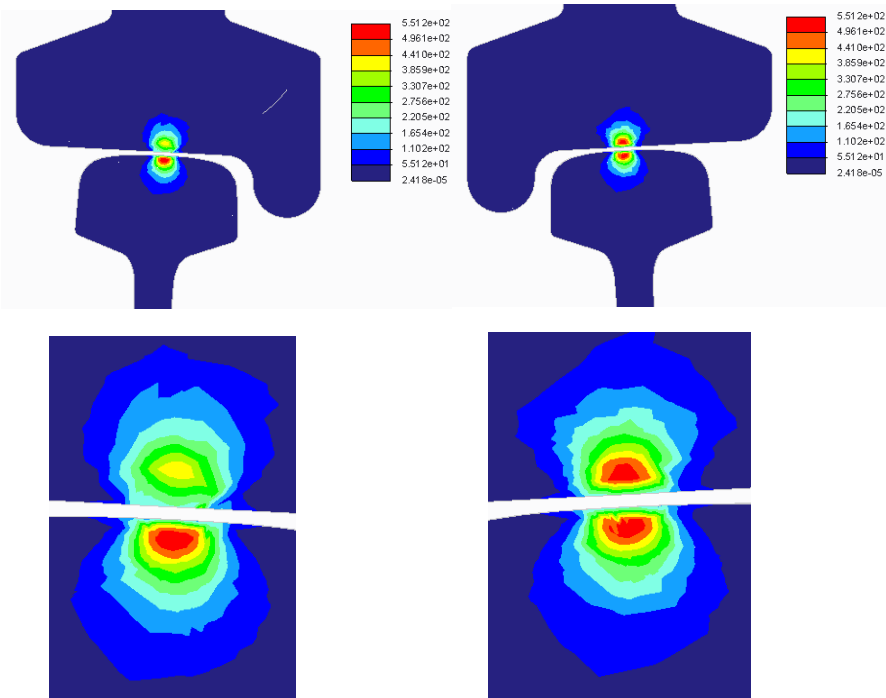
Lado Derecho: 48.974 mm²

Carga de 7.5T

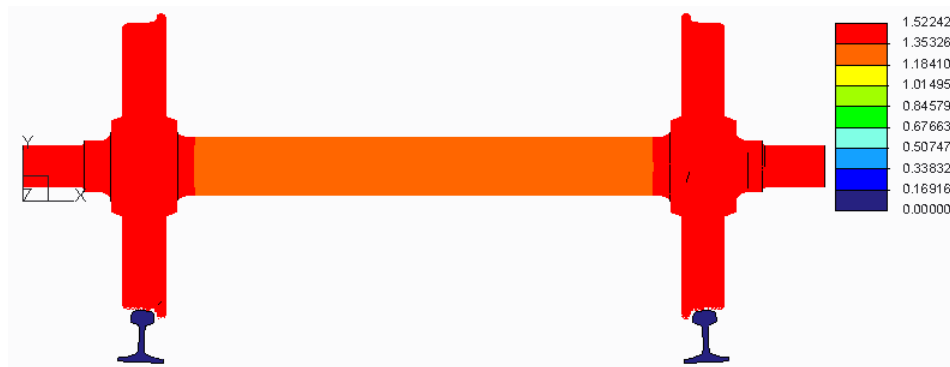
Presión de contacto máxima: 879.132 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 5.512e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.52242 mm (orientación de la imagen: FRONT)

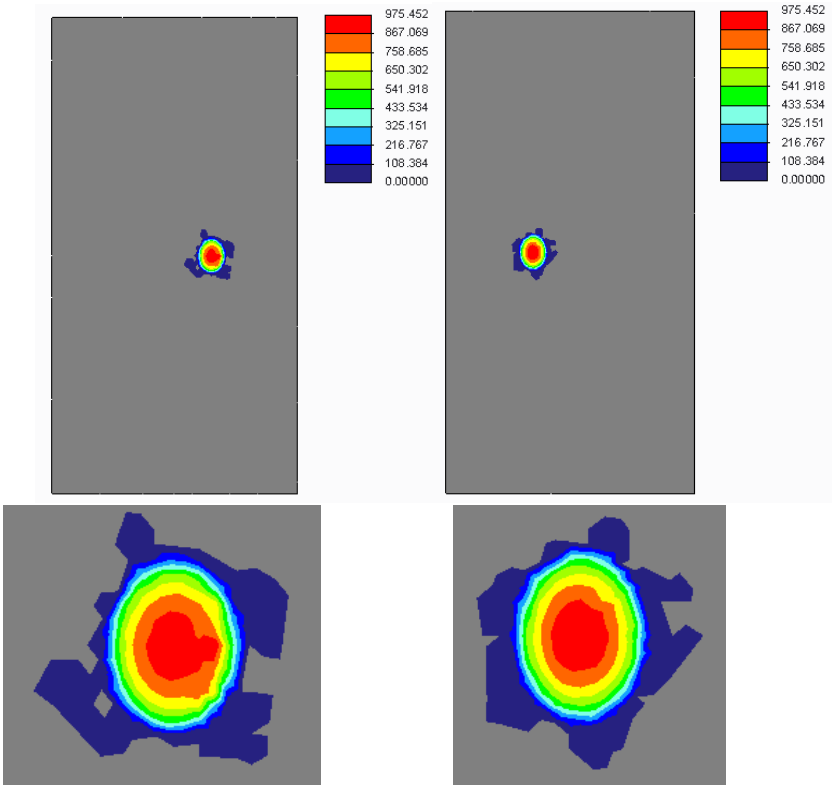


Área de contacto: Lado Izquierdo: 64.3429 mm²

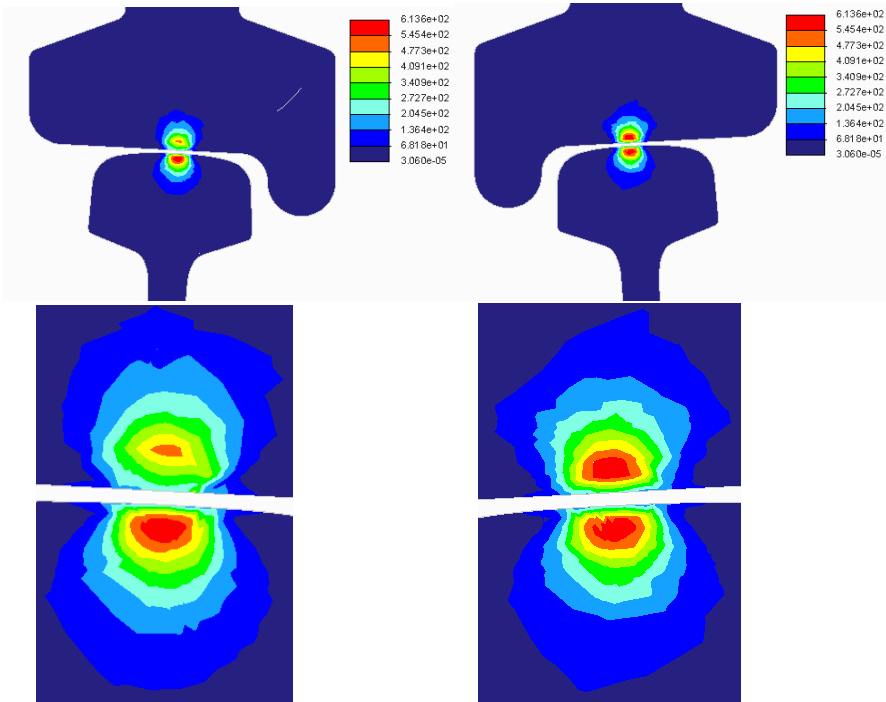
Lado Derecho: 65.4279 mm²

Carga de 10T

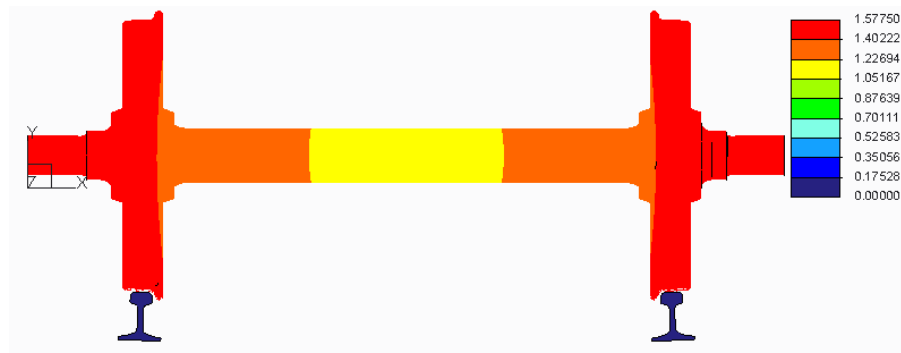
Presión de contacto máxima: 975.452 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 6.136e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.57750 mm (orientación de la imagen: FRONT)

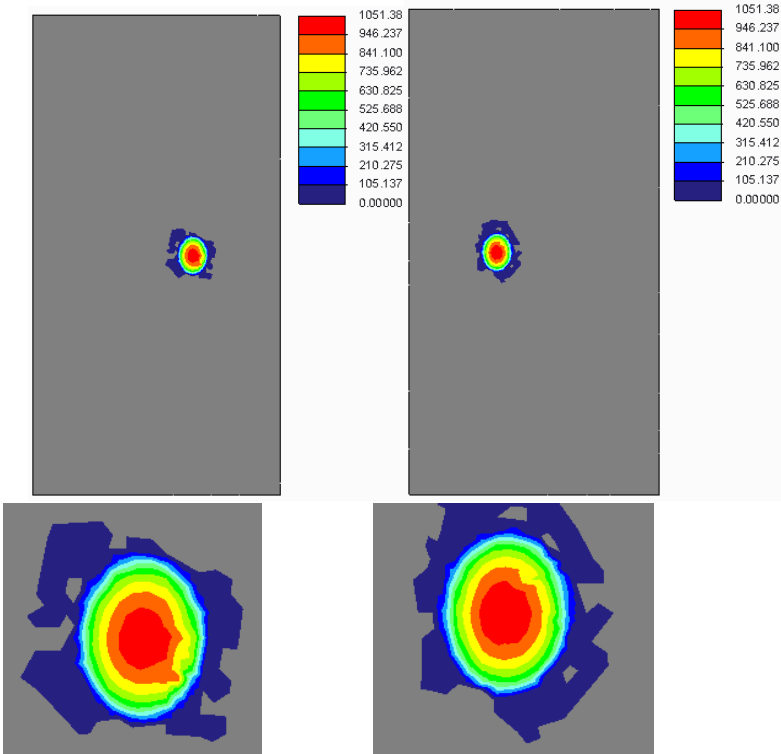


Área de contacto: Lado izquierdo: 78.418 mm²

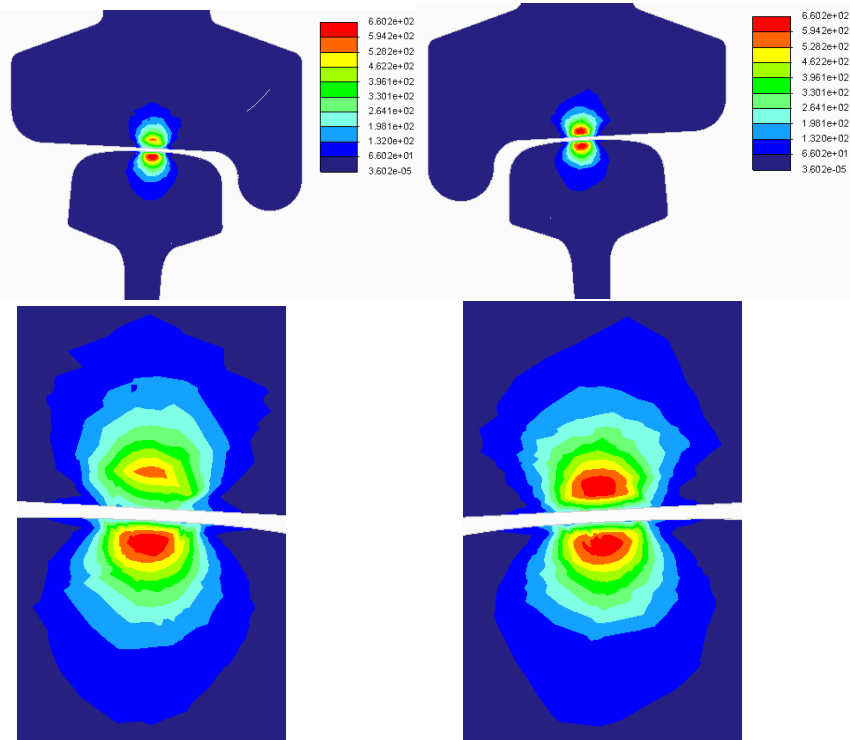
Lado derecho: 80.1226 mm²

Carga de 12.5T

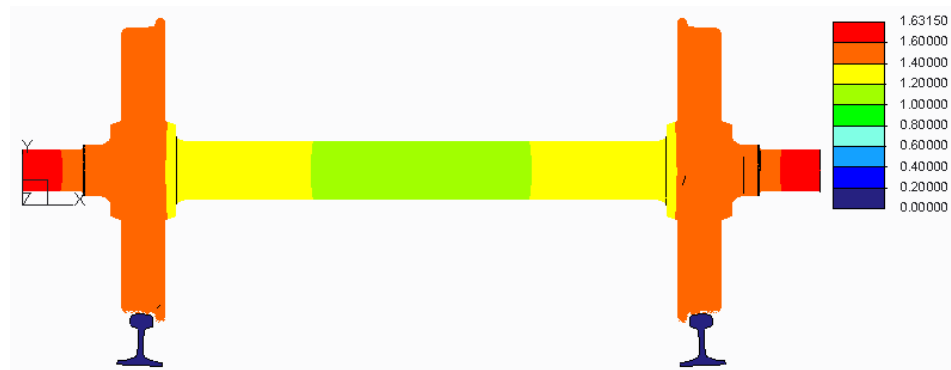
Presión de contacto máxima: 1051.38 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 6.602e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.63150 mm (orientación de la imagen: FRONT)

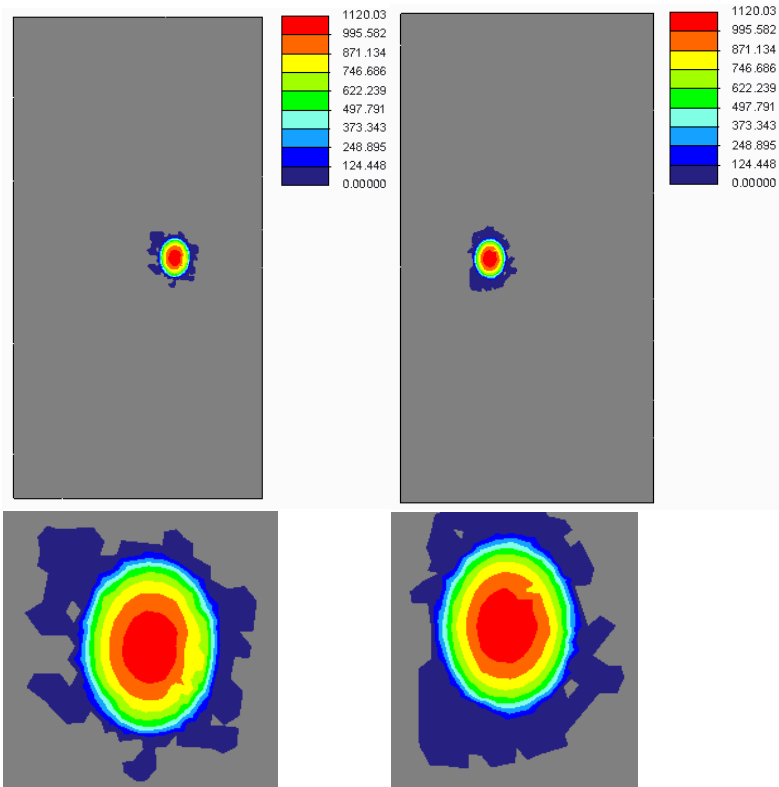


Área de contacto: Lado Izquierdo: 91.7206mm²

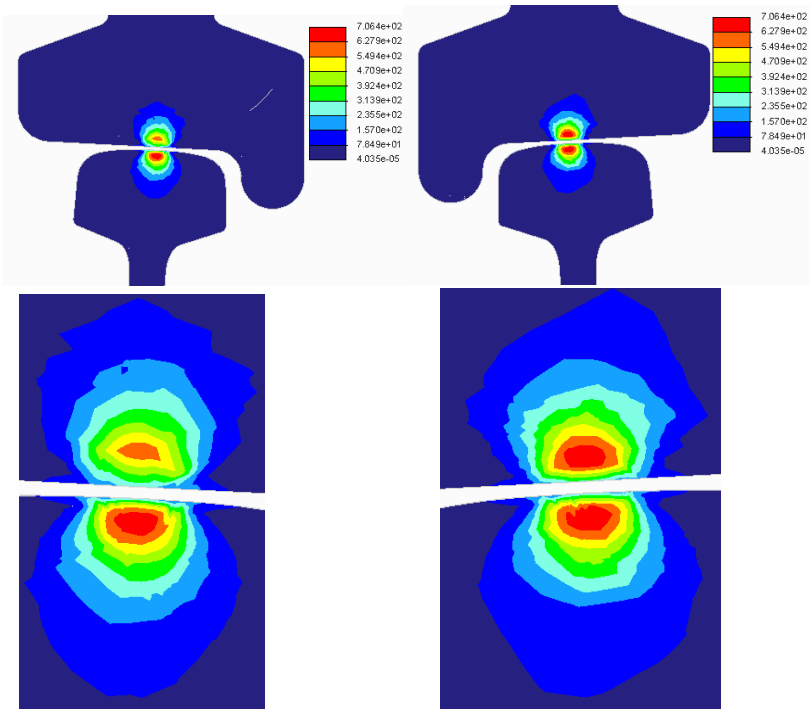
Lado Derecho: 93.162 mm²

Carga de 15T

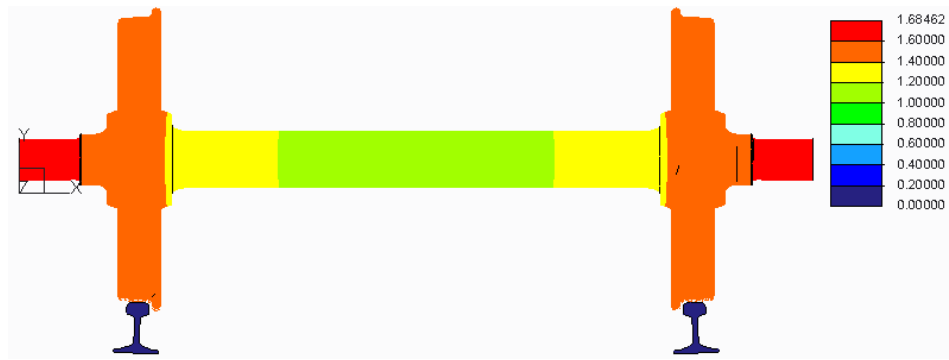
Presión de contacto máxima: 1120.03 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 7.064e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.68462 mm (orientación de las imagen: FRONT)

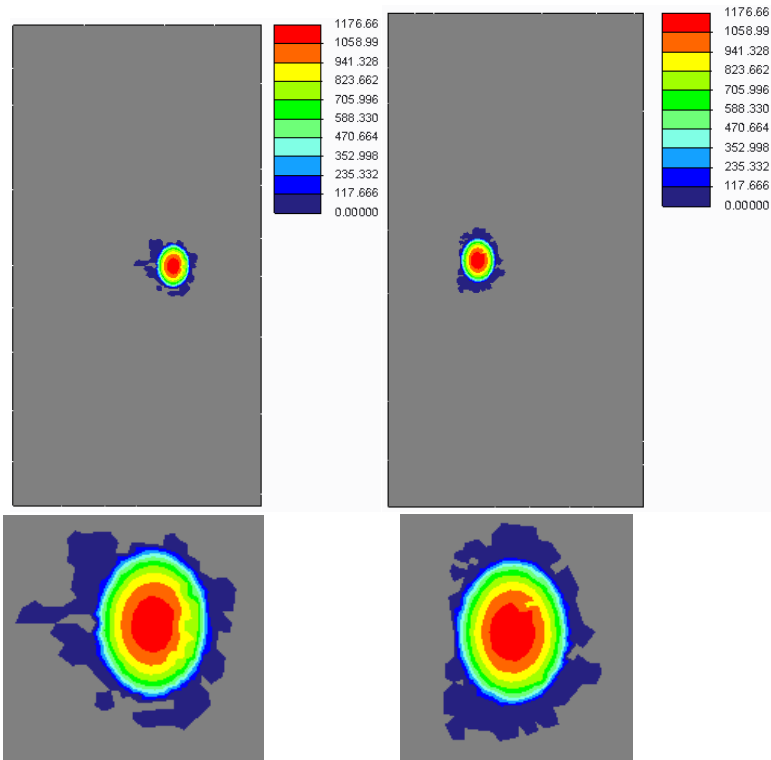


Área de contacto: Lado izquierdo: 104.553 mm²

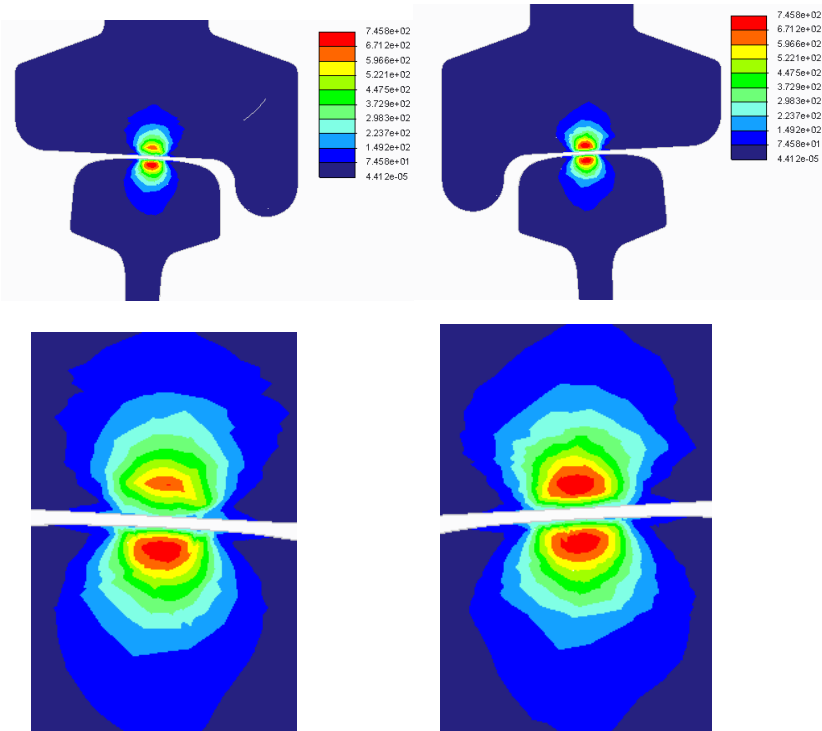
Lado derecho: 105.033 mm²

Carga de 17.5T

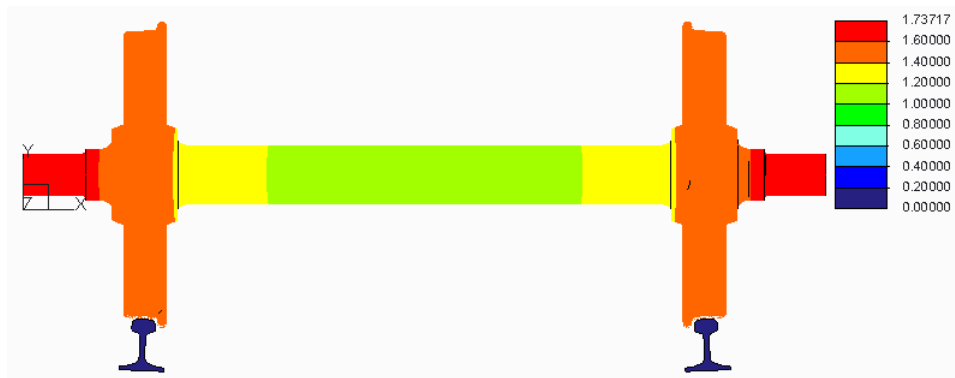
Presión de contacto máxima: 1176.66 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 7.458e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.73717 mm (orientación de la imagen: FRONT)

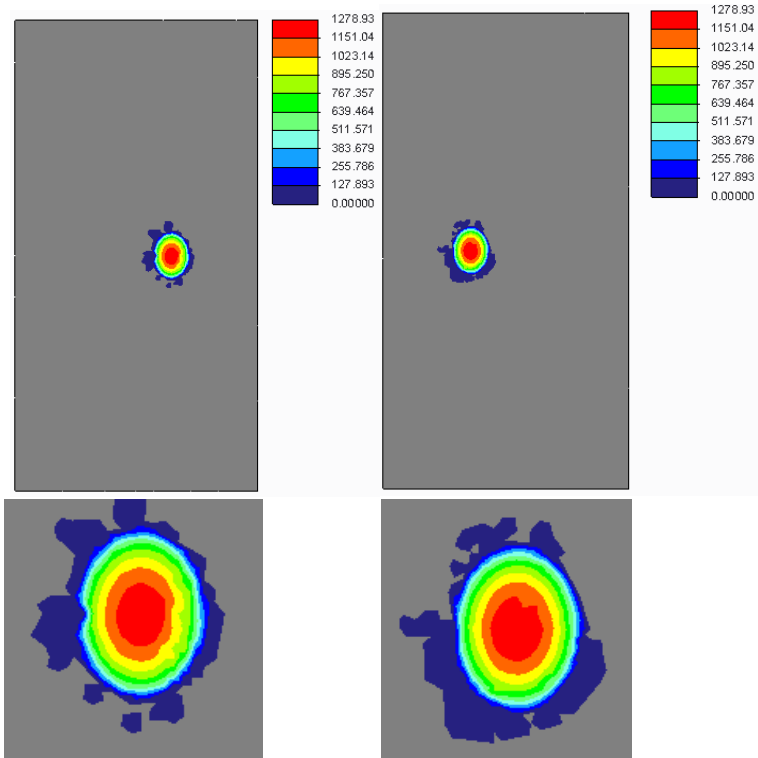


Área de contacto: Lado Izquierdo: 116.157 mm²

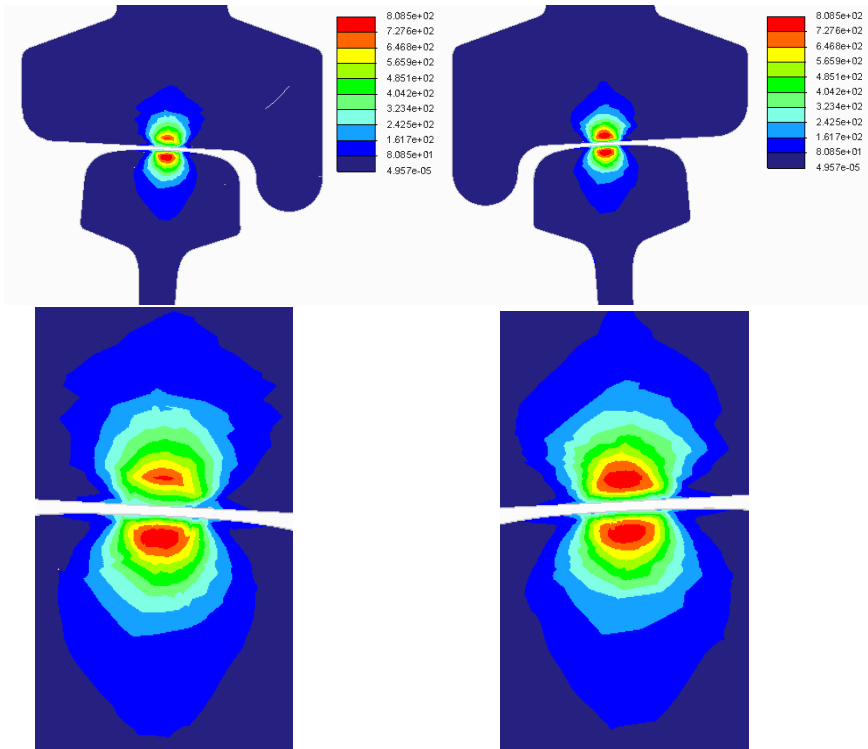
Lado Derecho: 116.554 mm²

Carga de 22.5T

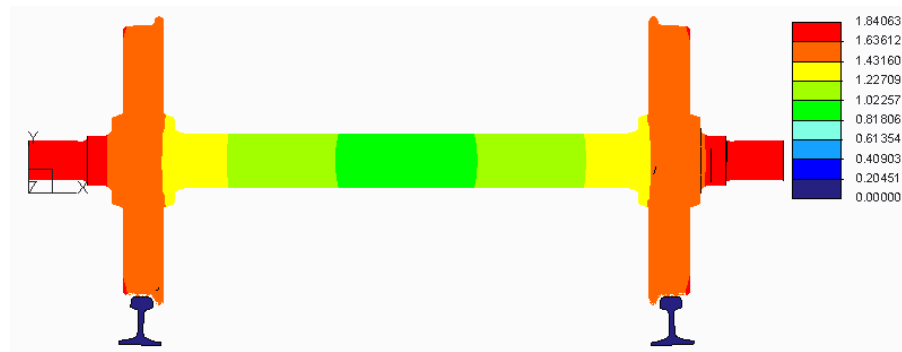
Presión de contacto máxima: 1278.93 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 8.085e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.84063 mm (orientación de la imagen: FRONT)

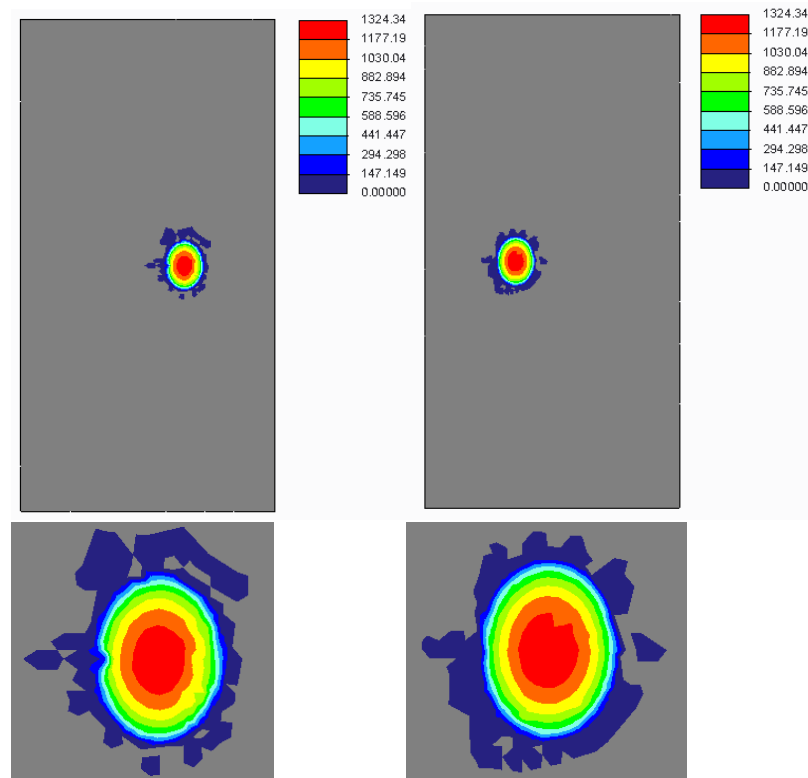


Área de contacto: Lado Izquierdo: 137.528 mm²

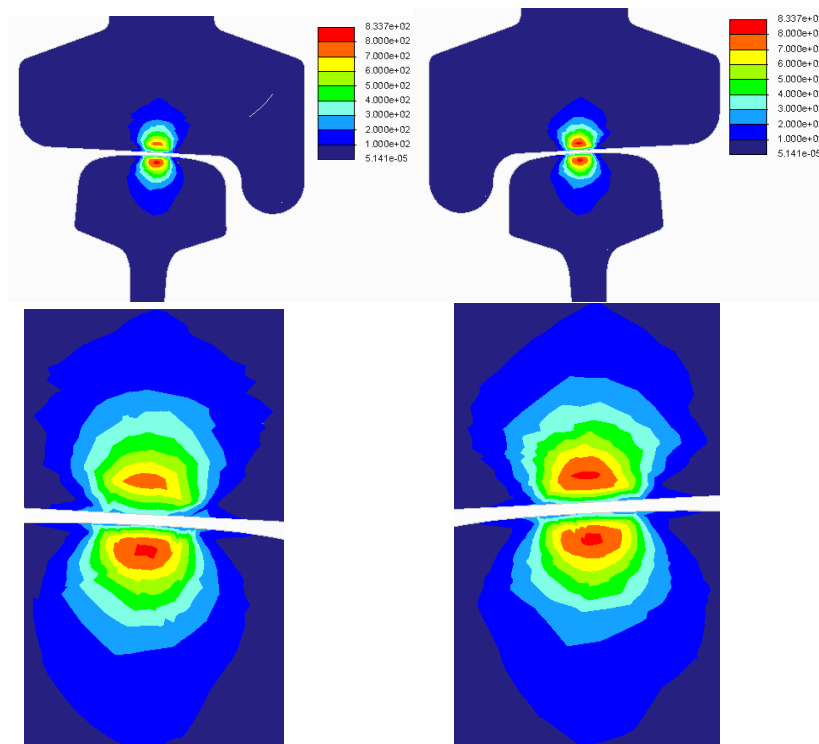
Lado Derecho: 138.106 mm²

Carga de 25T

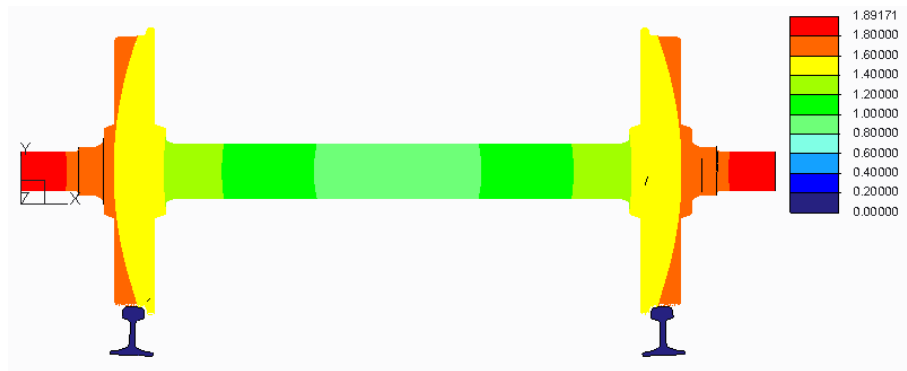
Presión de contacto máxima: 1324.34 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión de Von Mises máxima: 8.337e+02 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Desplazamiento máximo: 1.89171 mm (orientación de la imagen: FRONT)



Área de contacto: Lado Izquierdo: 147.688 mm²

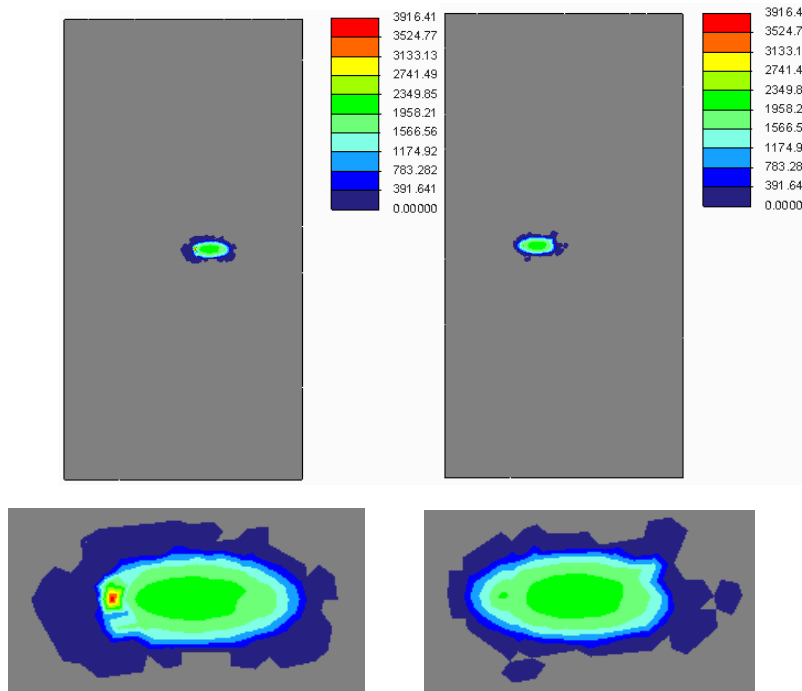
Lado derecho: 148.451 mm²

ANEXO B: Modelos rueda-rodillo con variación del radio del rodillo

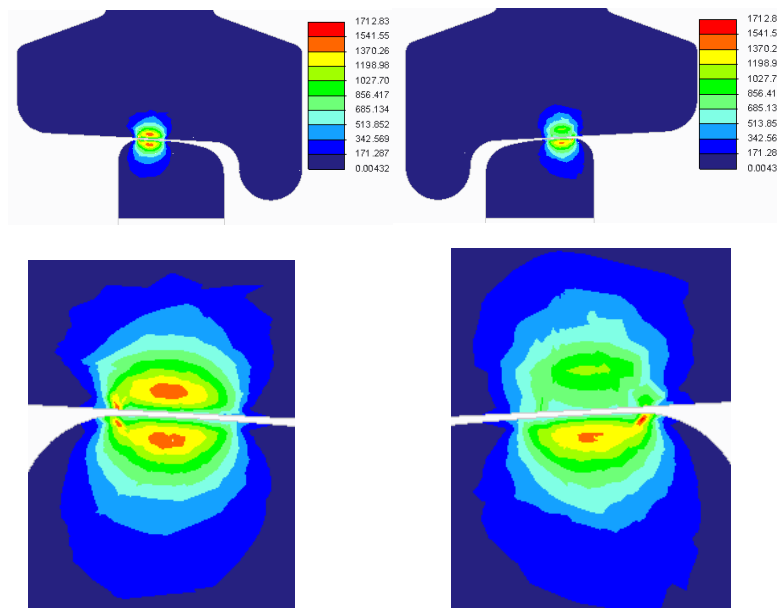
Radio del rodillo de 100 mm

Se cambia el parámetro DIAMETRO por 200 mm y se regenera el modelo.

Presión máxima de contacto: 3916.41 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



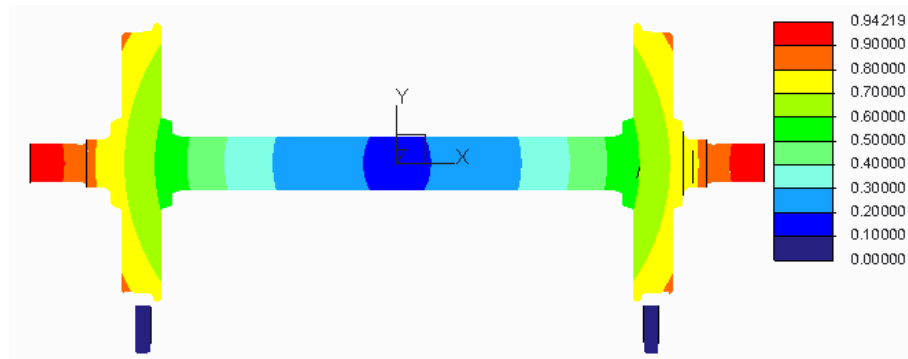
Tensión máxima de Von Mises: 1712.83 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 61.975 mm²

Lado derecho: 61.1858 mm²

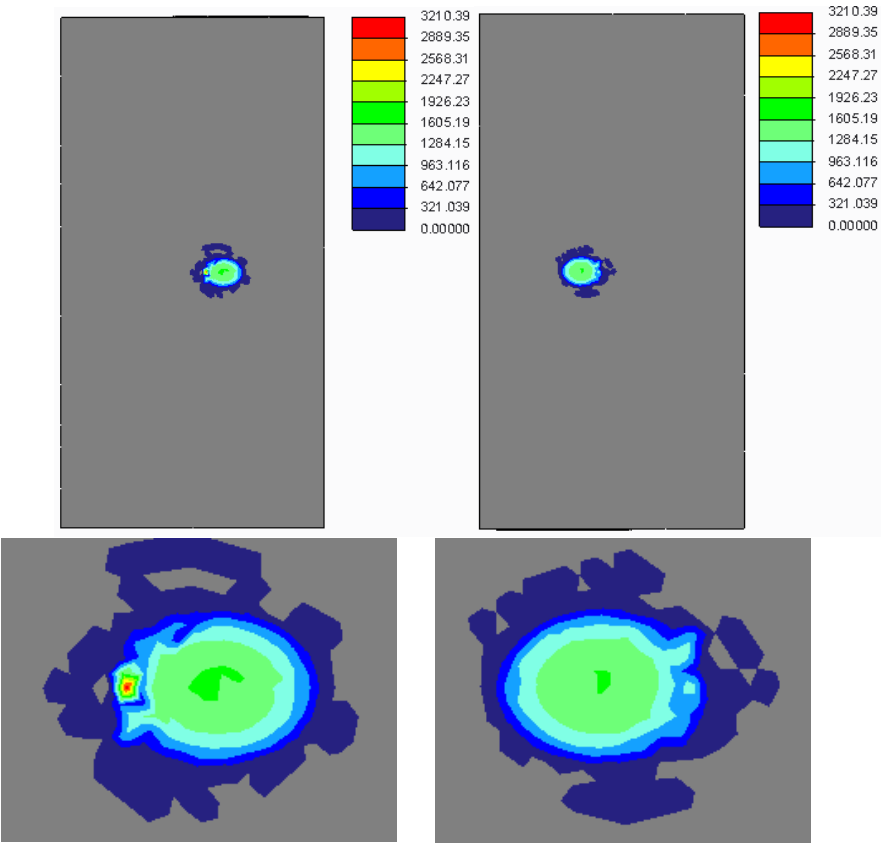
Desplazamiento: 0.94219 mm (orientación de la imagen: FRONT)



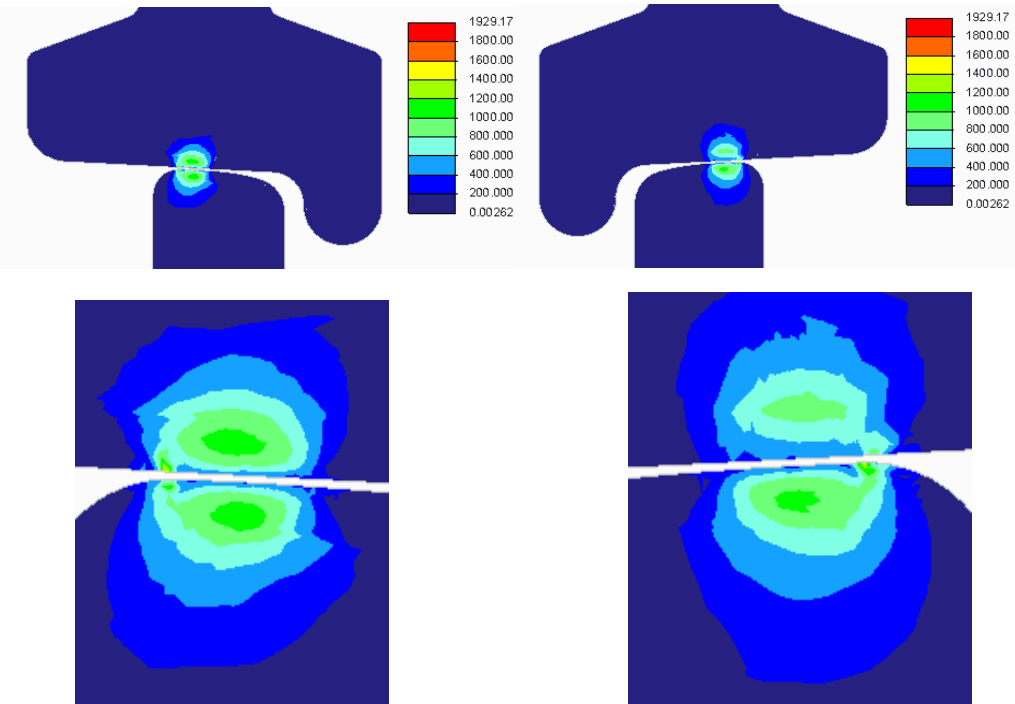
Radio del rodillo de 300 mm

Se cambia el DIAMETRO por 600 mm y se regenera.

Presión máxima de contacto: 3210.39 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



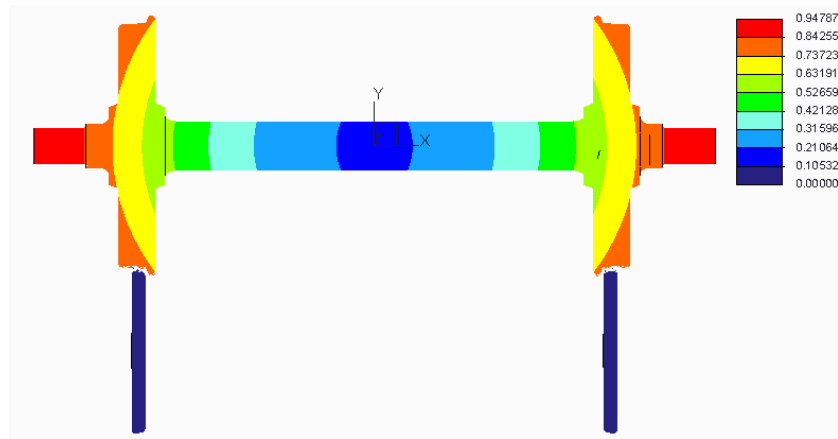
Tensión máxima de Von Mises: 1929.17 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 86.3774 mm²

Lado derecho: 85.5242 mm²

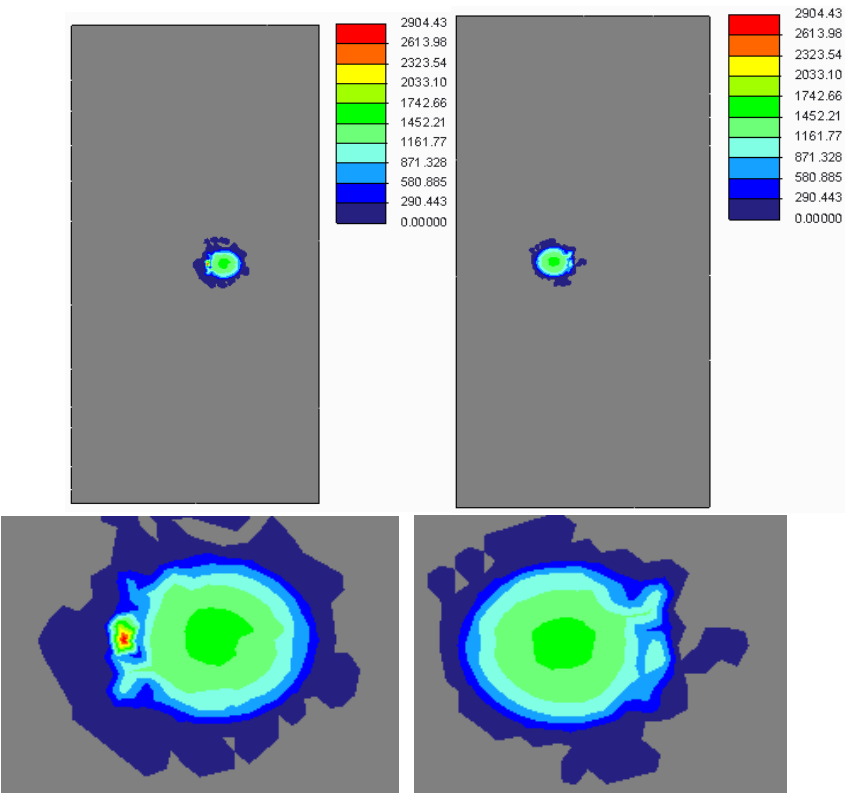
Desplazamiento máximo: 0.94787 mm (orientación de la imagen: FRONT)



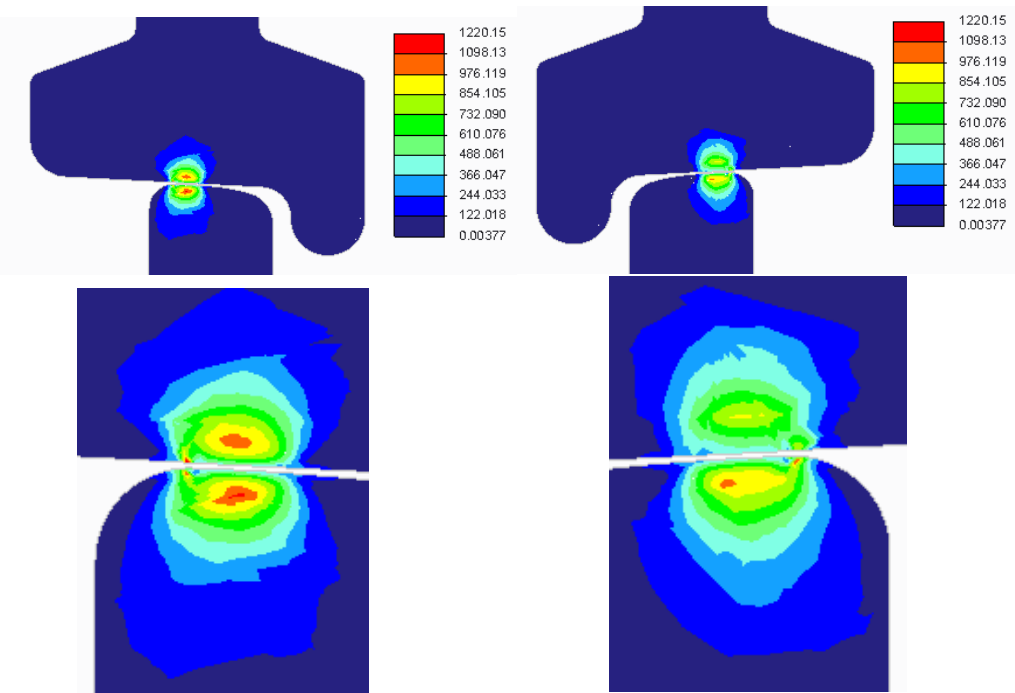
Radio del rodillo de 400 mm

Se cambia el DIAMETRO por 800 mm.

Presión máxima de contacto: 2904.43 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



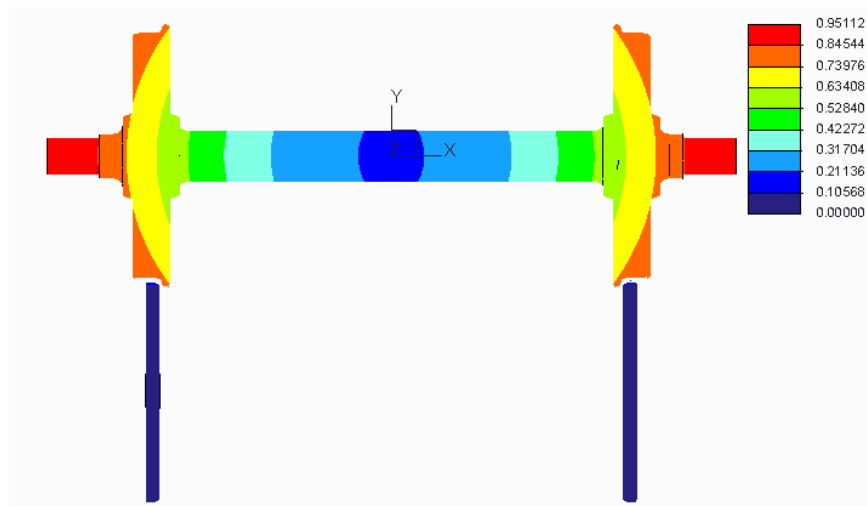
Tensión máxima de Von Mises: 1220.15 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad).



Área de contacto: Lado izquierdo: 93.2796 mm²

Lado derecho: 92.7896 mm²

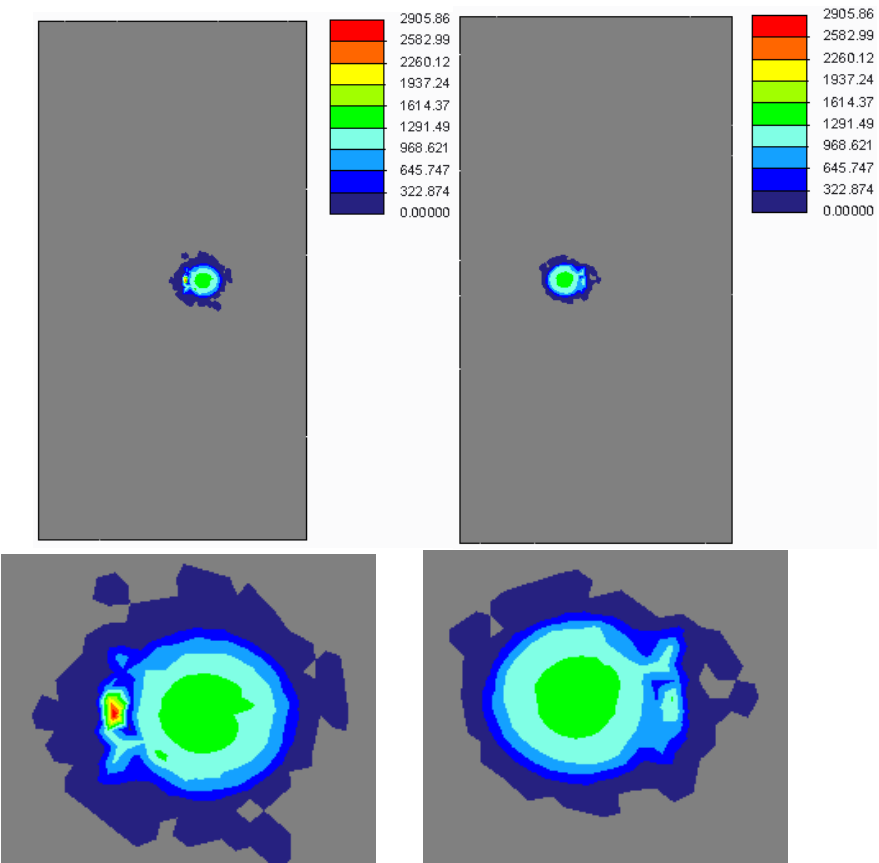
Desplazamiento máximo: 0.95112 mm (orientación de la imagen: FRONT)



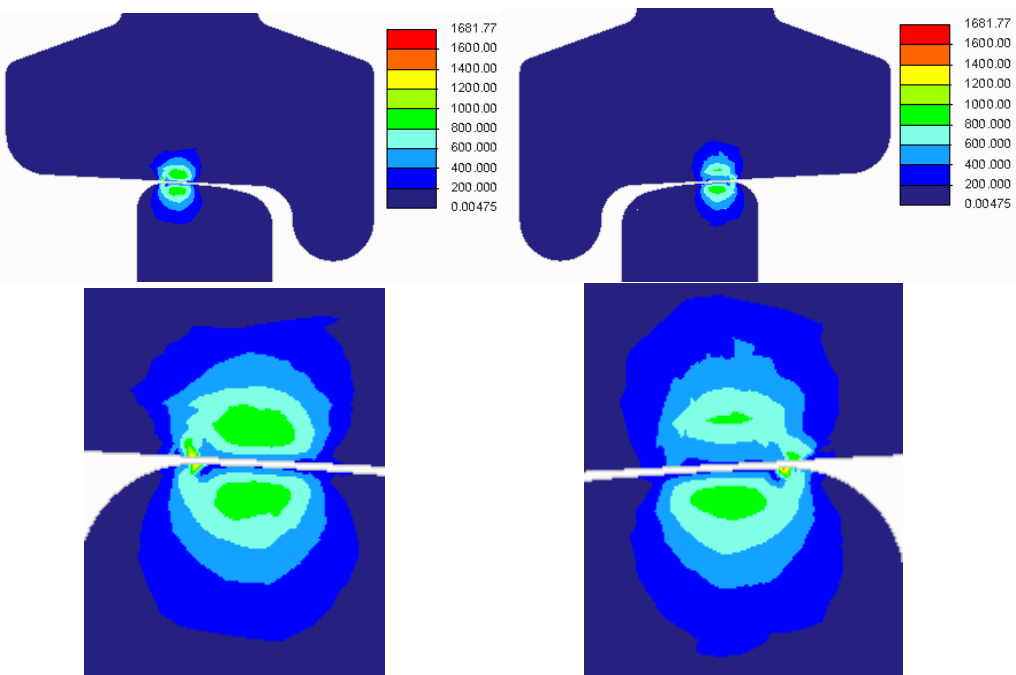
Radio del rodillo de 500 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1000 mm.

Presión máxima de contacto: 2905.86 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



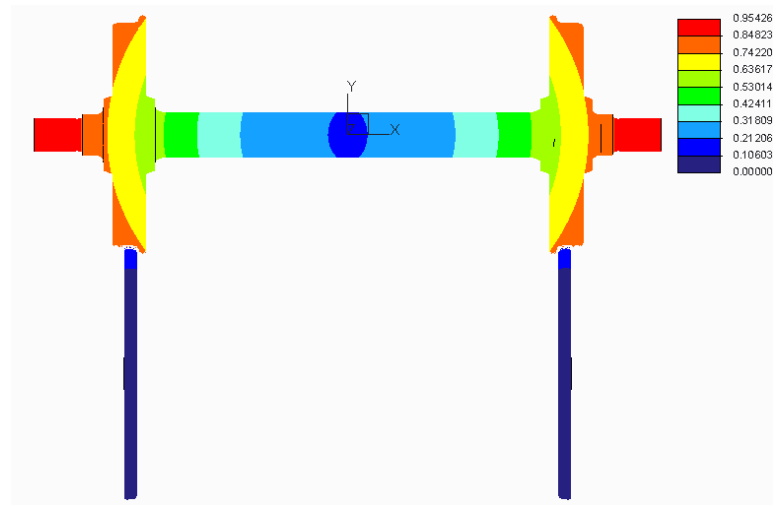
Tensión máxima de Von Mises: 1681.77 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 96.618 mm²

Lado derecho: 95.1262 mm²

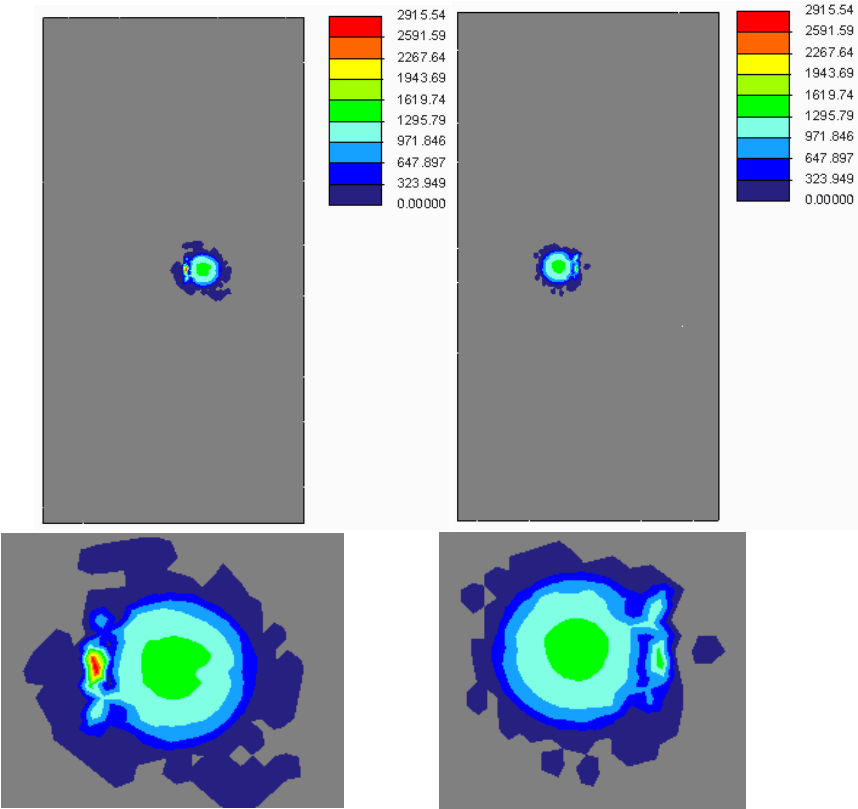
Desplazamiento máximo: 0.95426 mm (orientación de la imagen: FRONT)



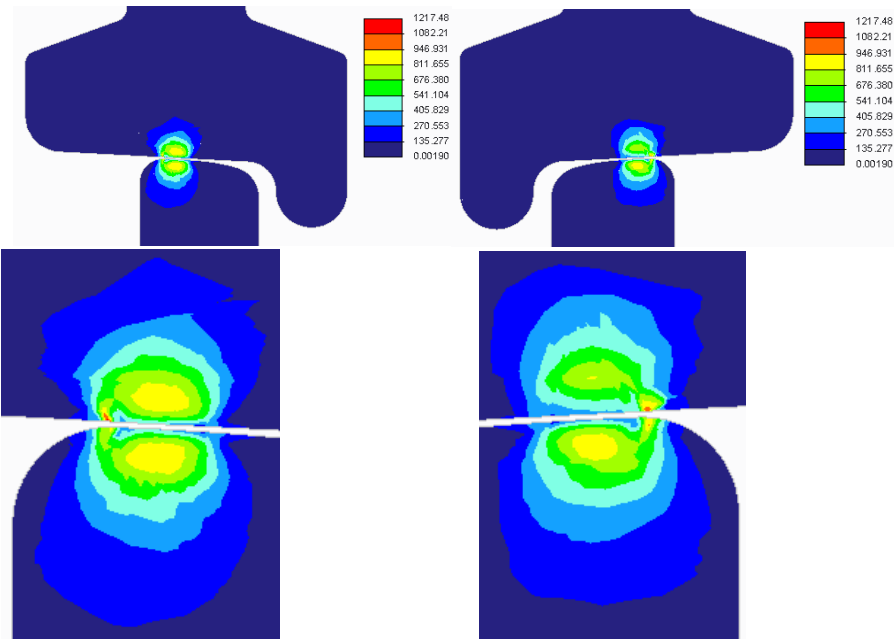
Radio del rodillo de 600 mm

Se cambia el parámetro DIAMETRO por 1200 mm.

Presión máxima de contacto: 2915.54 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



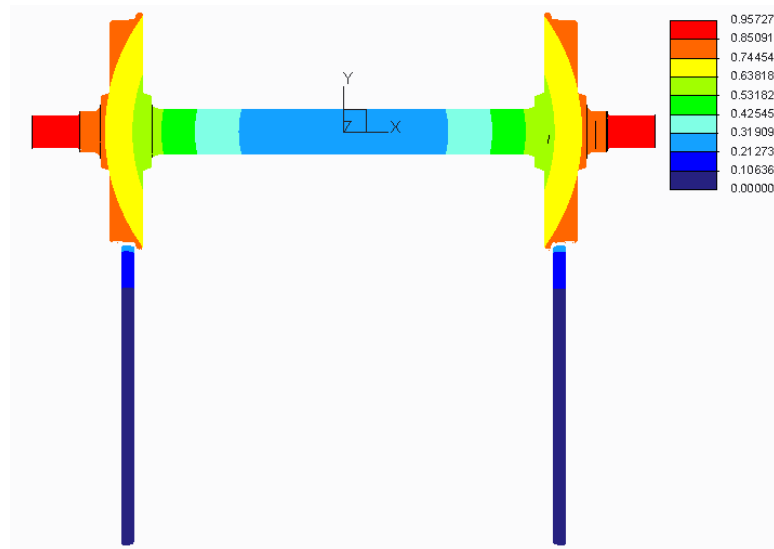
Tensión máxima de Von Mises: 1217.48 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 100.706 mm²

Lado derecho: 100.287 mm²

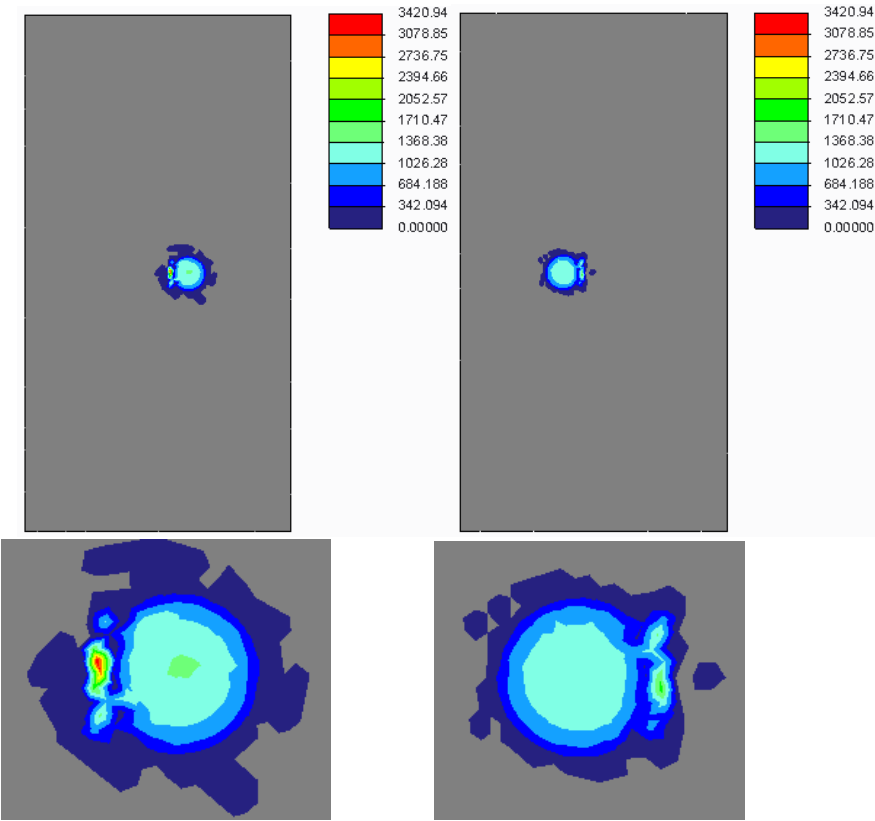
Desplazamiento máximo: 0.95727 mm (orientación de la imagen: FRONT)



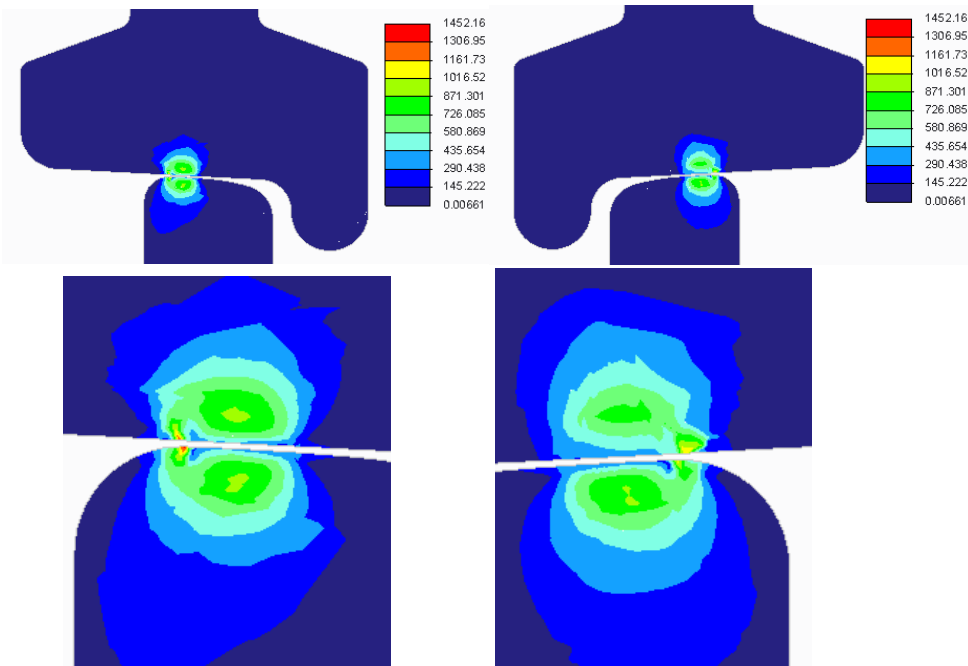
Radio del rodillo de 700 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1400 mm.

Presión máxima de contacto: 3420.94 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



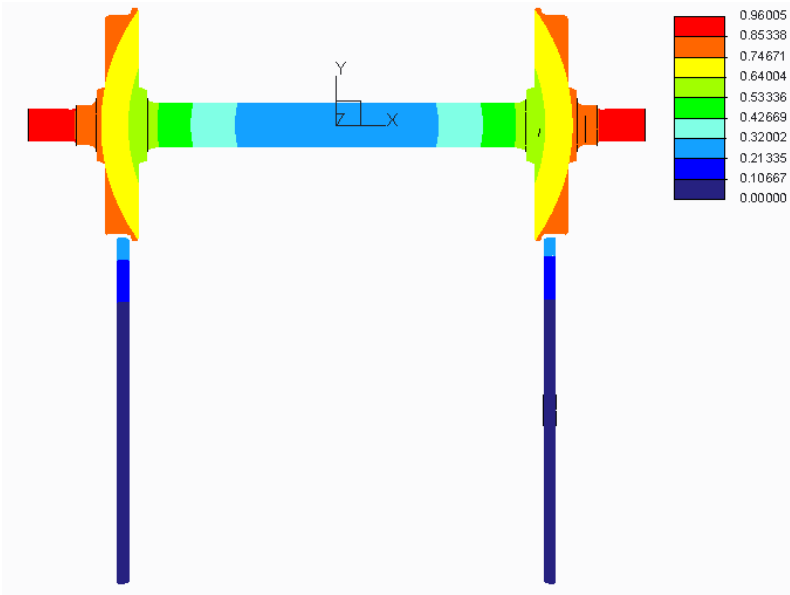
Tensión máxima de Von Mises: 1452.16 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 102.254 mm²

Lado derecho: 101.87 mm²

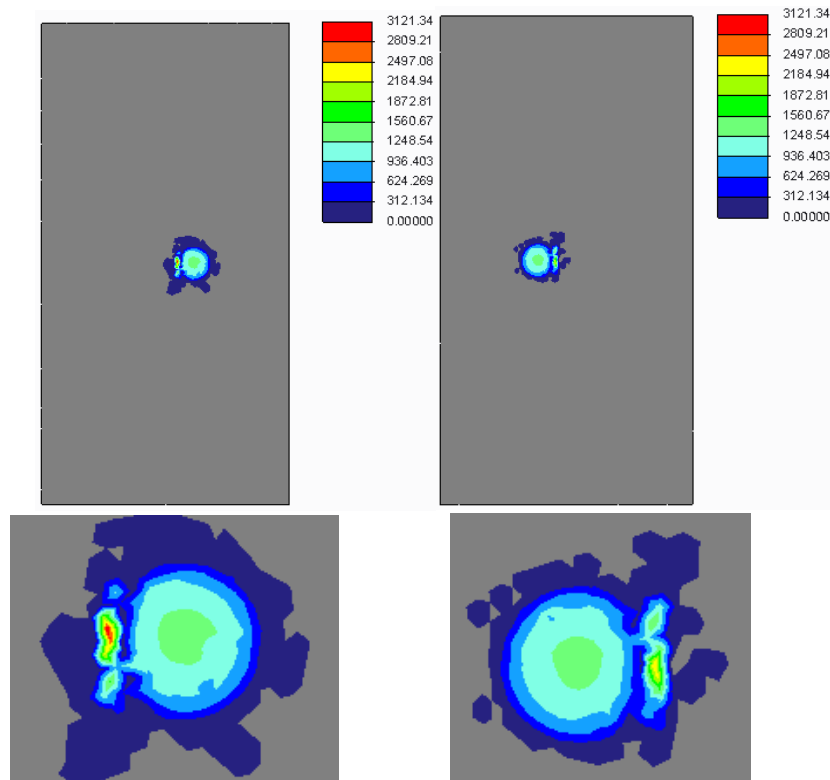
Desplazamiento máximo: 0.96005 mm (orientación de la imagen: FRONT)



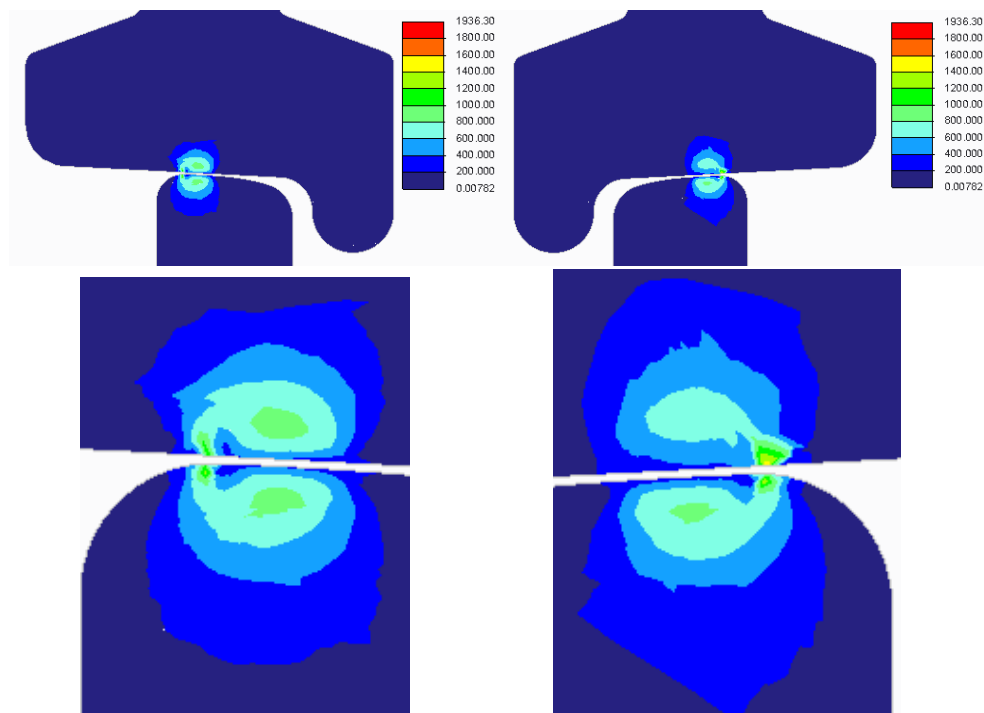
Radio del rodillo de 800 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1600 mm.

Presión máxima de contacto: 3121.34 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



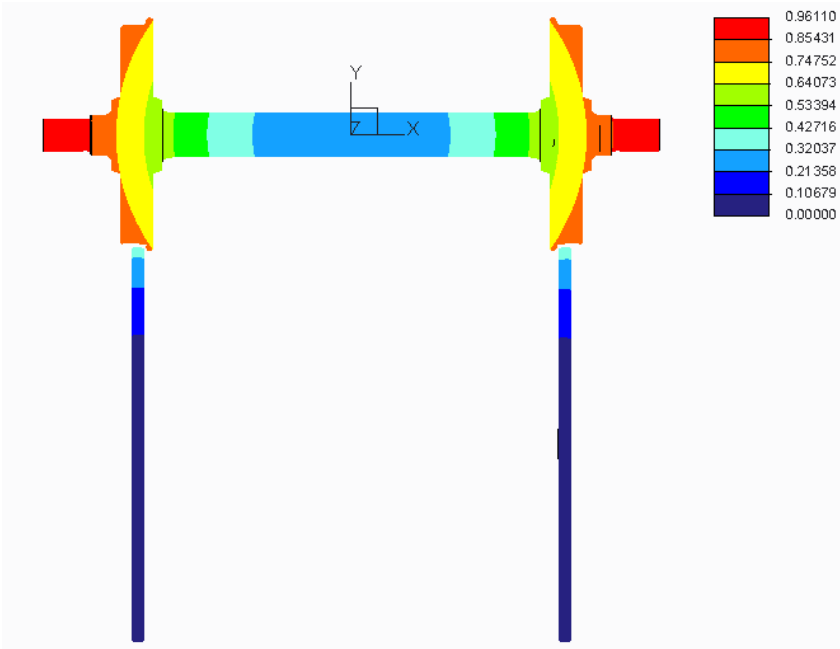
Tensión máxima de Von Mises: 1936.30 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad).



Área de contacto: Lado izquierdo: 104.282 mm²

Lado derecho: 103.57 mm²

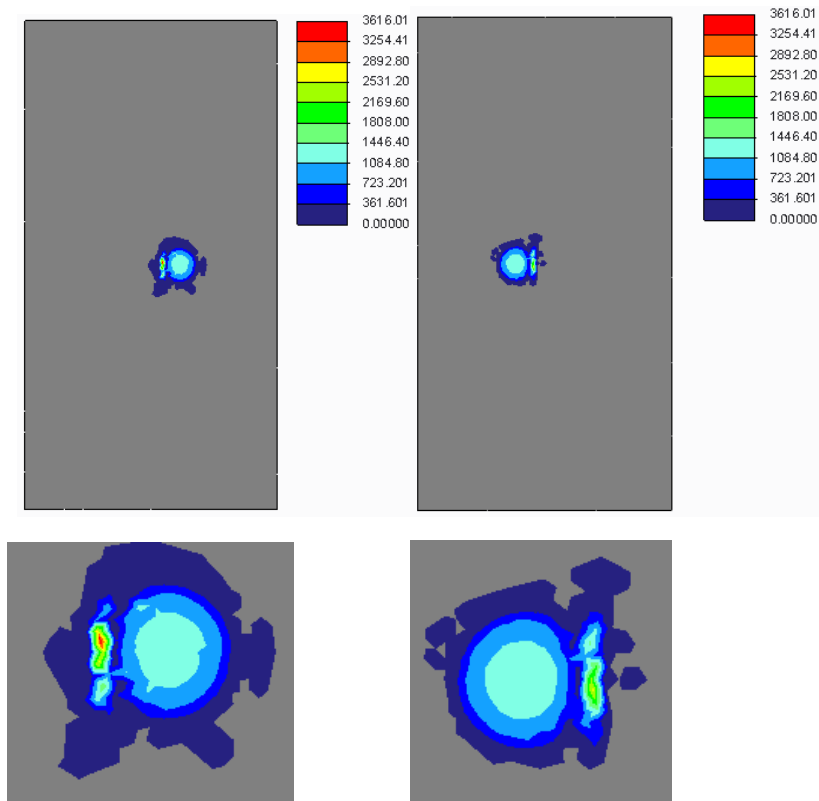
Desplazamiento máximo: 0.96110 mm (orientación de la imagen: FRONT)



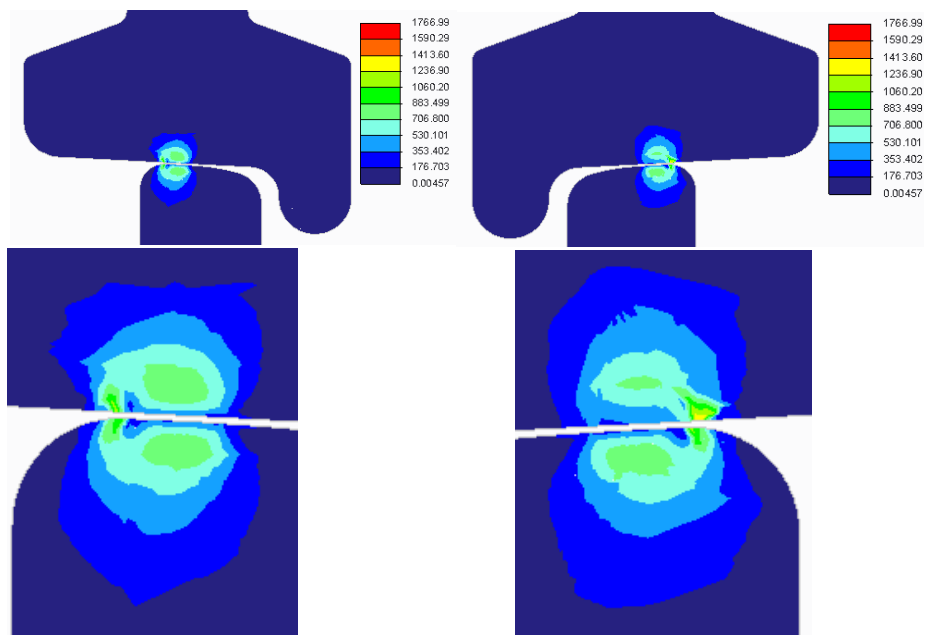
Radio del rodillo de 900 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1800 mm.

Presión máxima de contacto: 3616.01 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



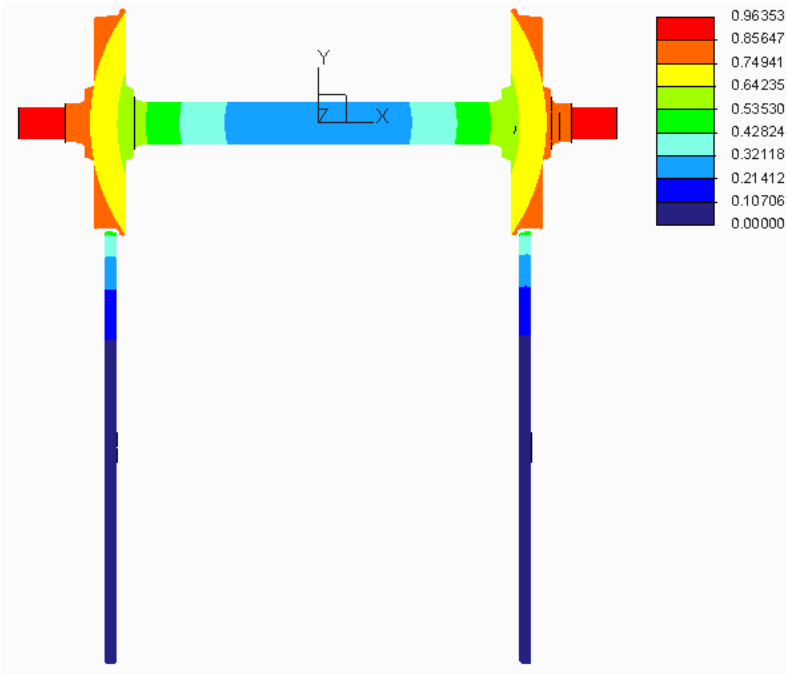
Tensión máxima de Von Mises: 1766.99 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 104.052 mm²

Lado derecho: 103.327 mm²

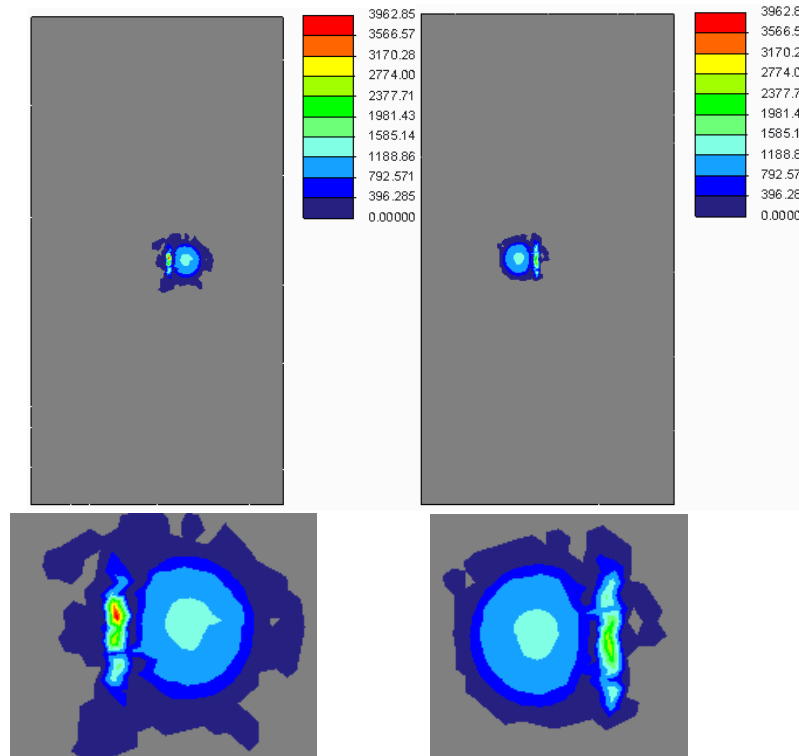
Desplazamiento máximo: 0.96353 mm (orientación de la imagen: FRONT)



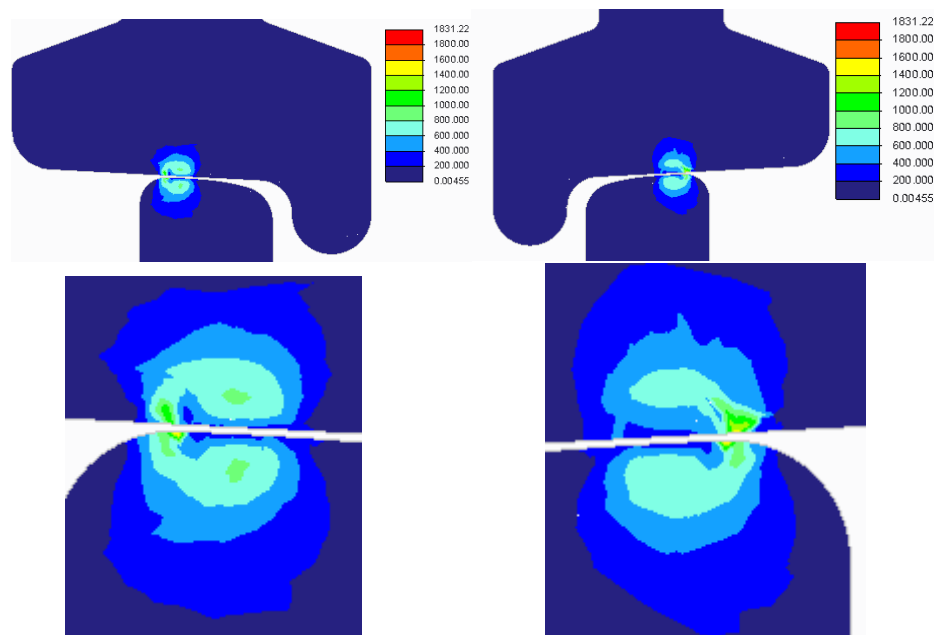
Radio del rodillo de 1000 mm

Se cambia el DIAMETRO por 2000 mm.

Presión máxima de contacto: 3962.85 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



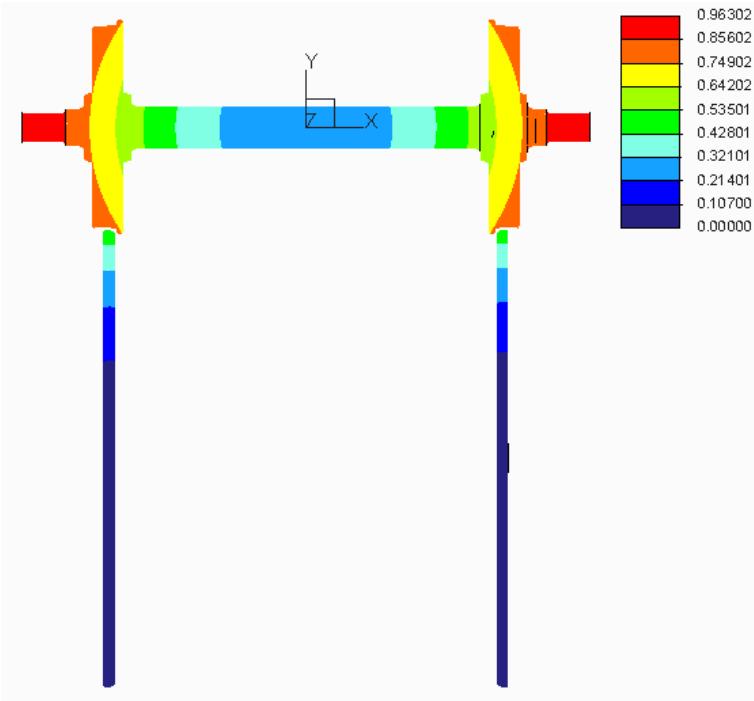
Tensión máxima de Von Mises: 1831.22 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 103.88 mm²

Lado derecho: 103.198 mm²

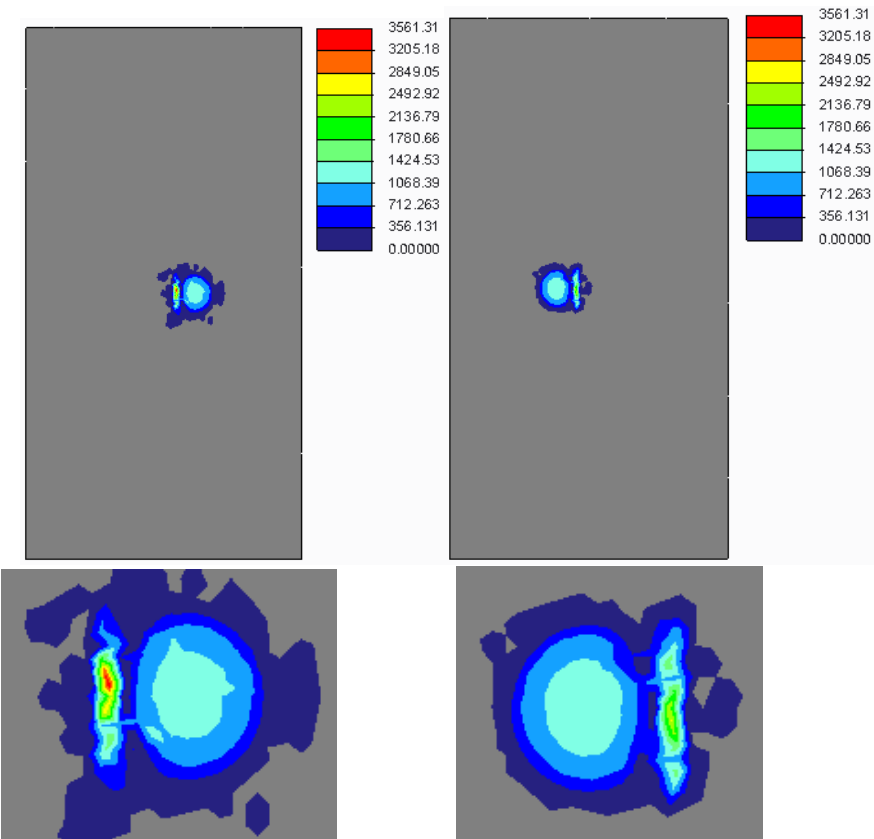
Desplazamiento máxima: 0.96302 mm (orientación de las imágenes: FRONT)



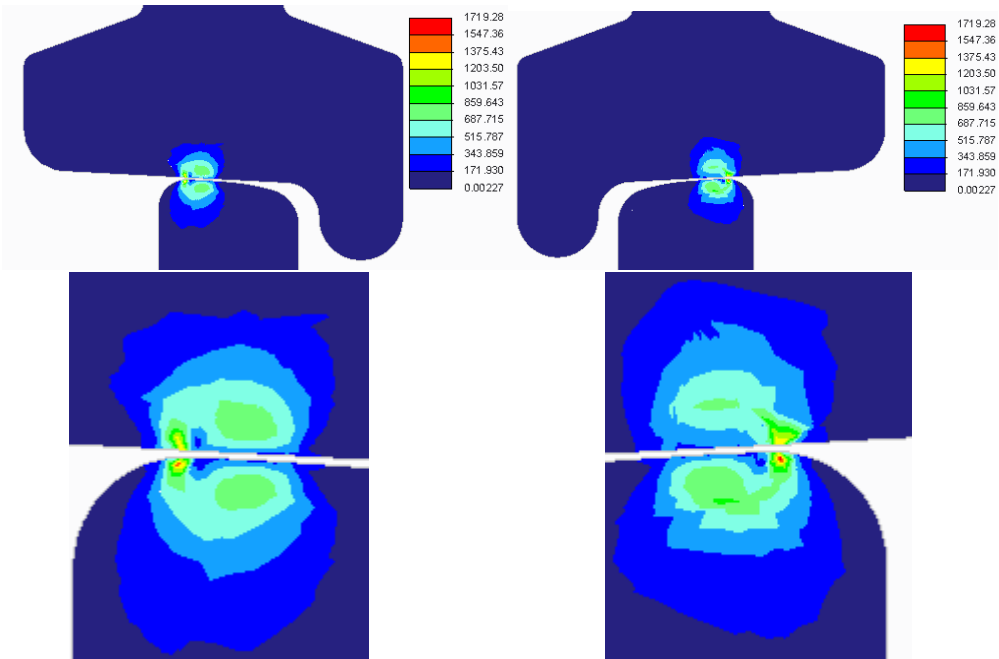
Radio del rodillo de 1100 mm

Se cambia el DIAMETRO por 2200 mm.

Presión máxima de contacto: 3561.31 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



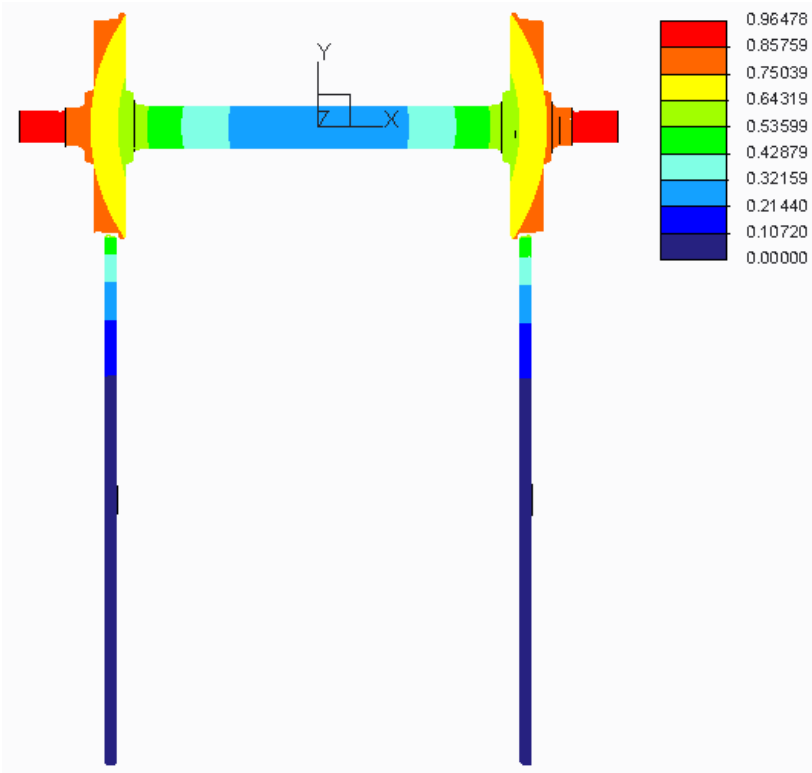
Tensión máxima de Von Mises: 1719.28 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 105.315 mm²

Lado derecho: 102.586 mm²

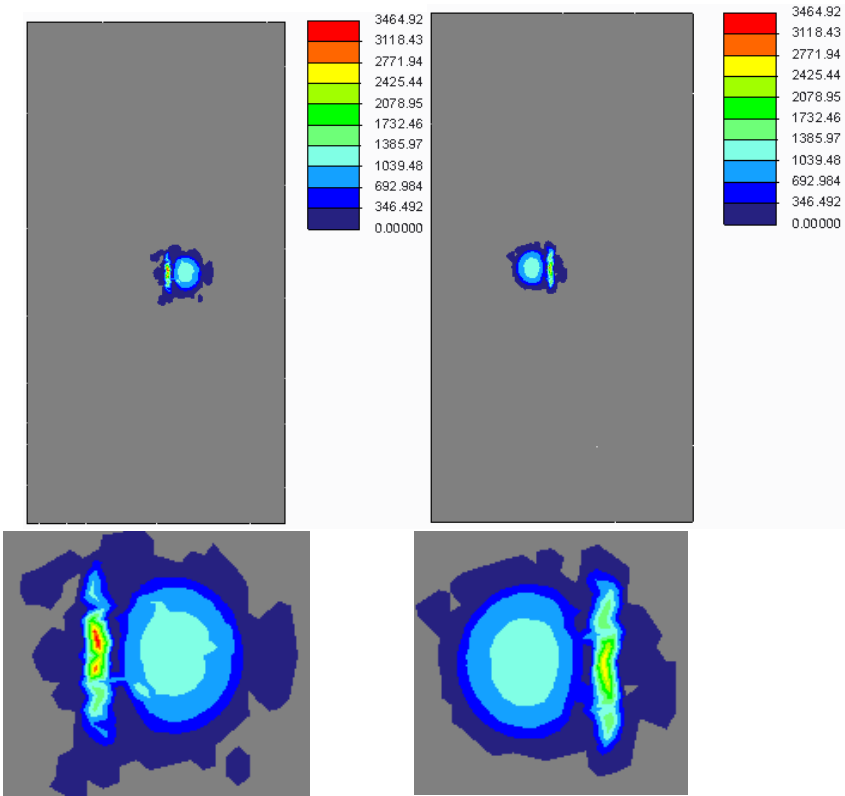
Desplazamiento máximo: 0.96478 mm (orientación de la imagen: FRONT)



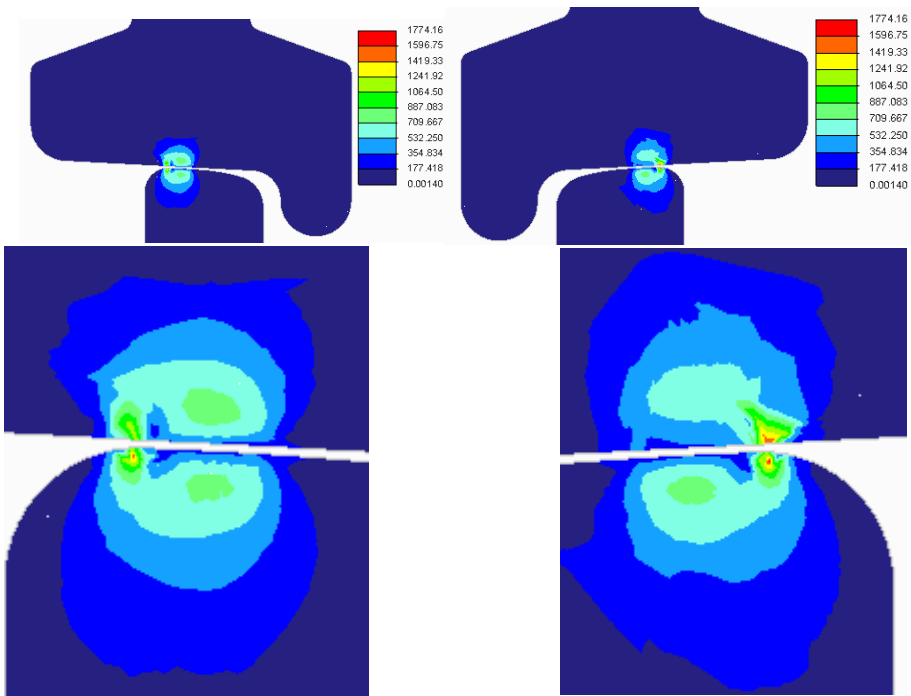
Radio del rodillo de 1200 mm

Se cambia el DIAMETRO por 2400 mm.

Presión máxima de contacto: 3464.92 MPa (orientación de la foto TOP)



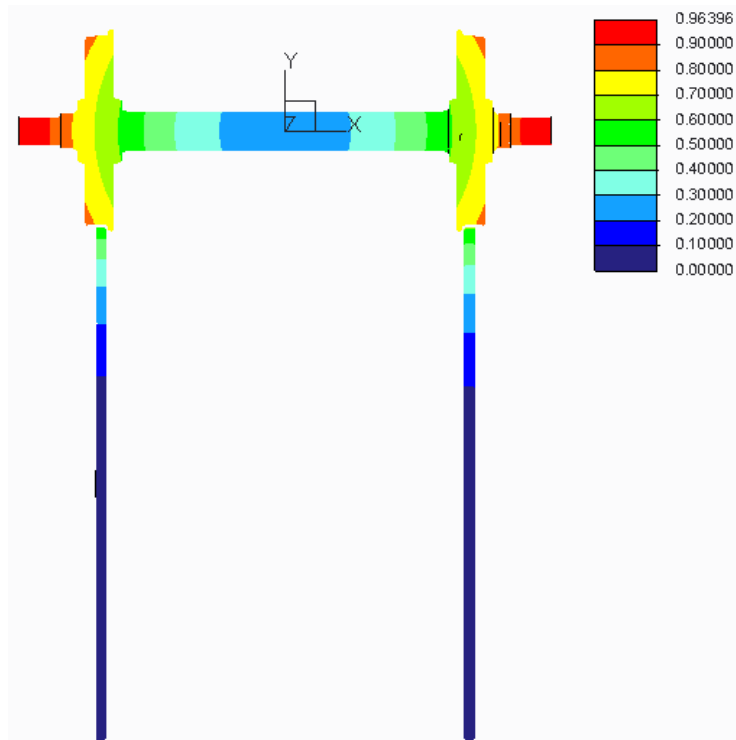
Tensión máxima de Von Mises: 1774.16 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 105.404 mm²

Lado derecho: 104.021 mm²

Desplazamiento máximo: 0.96396 mm (orientación de la imagen: FRONT)

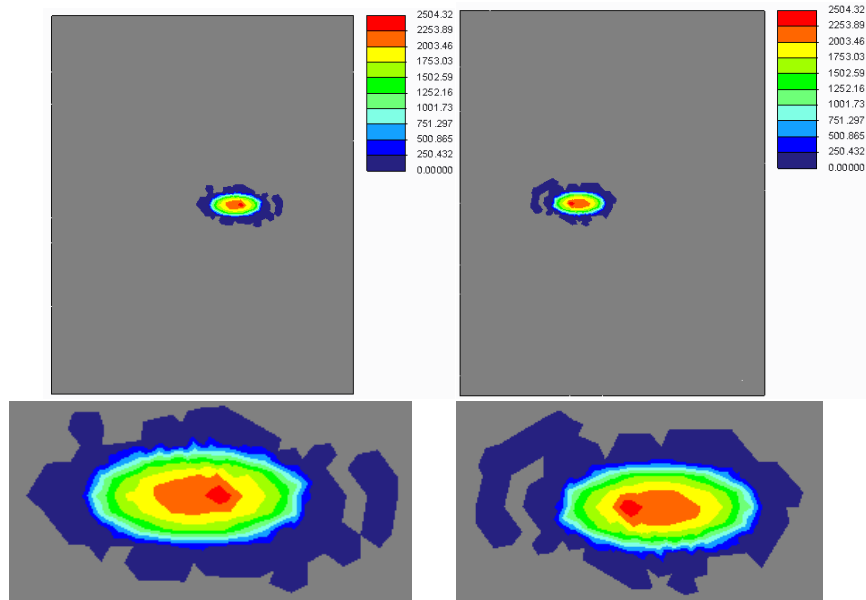


ANEXO C: Modelo rueda-rodillo ancho

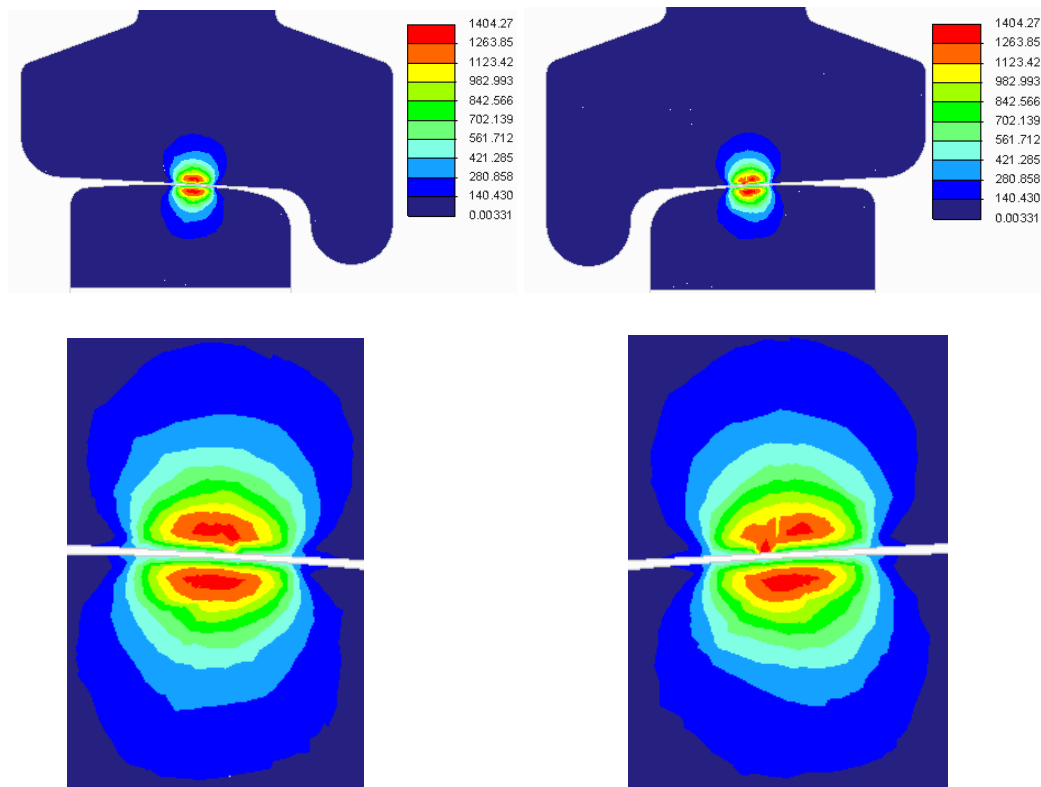
Radio del rodillo de 100 mm

Se cambia el DIAMETRO por 200 mm.

Presión máxima de contacto: 2504.32 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



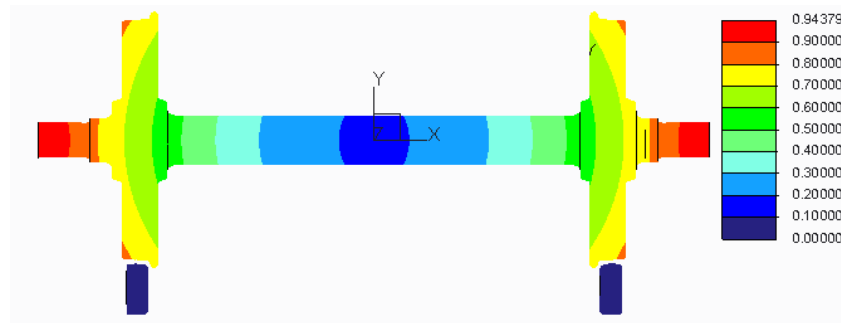
Tensión máxima de contacto: 1404.27 MPa (orientación de las imágenes: FRONT y corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 69.5555 mm²

Lado derecho: 69.2583 mm²

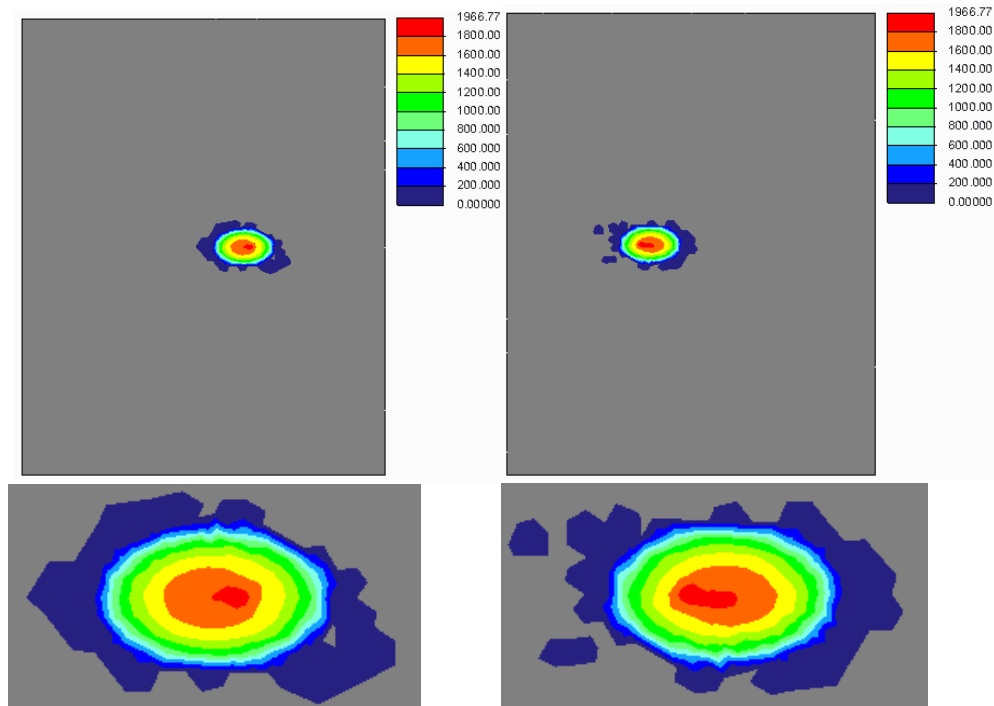
Desplazamiento máximo: 0.94379 mm (orientación de la imagen: FRONT)



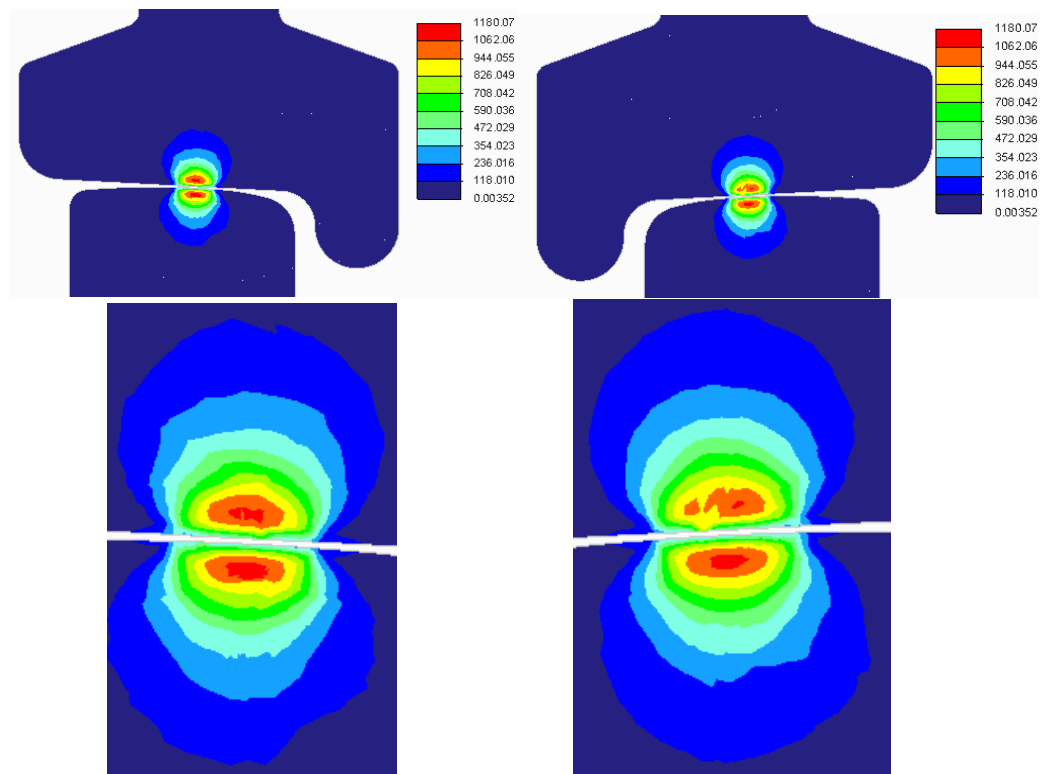
Radio del rodillo de 200 mm

Se cambia el DIAMETRO por 400 mm.

Presión máxima de contacto: 1966.77 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



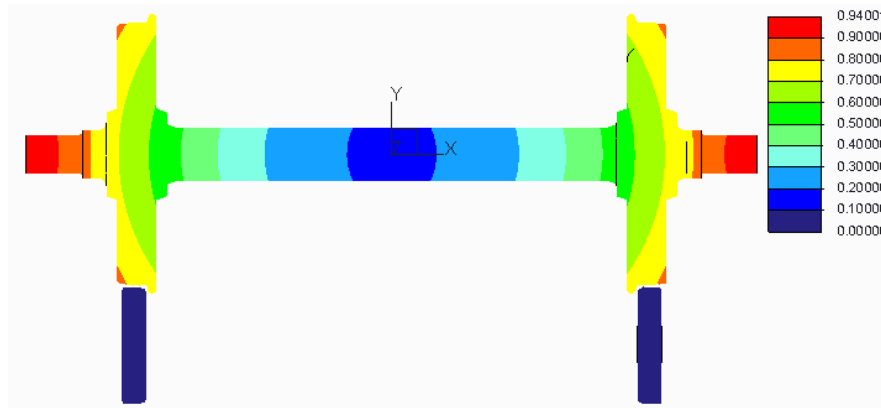
Tensión máxima de contacto: 1180.07 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 86.2136 mm²

Lado derecho: 86.0243 mm²

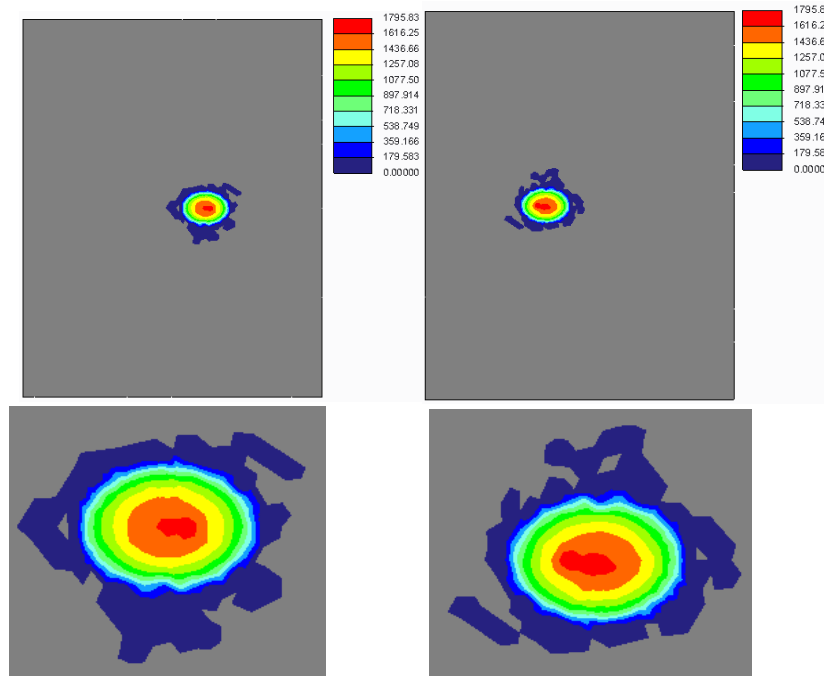
Desplazamiento máximo: 0.94001 mm (orientación de la imagen: FRONT)



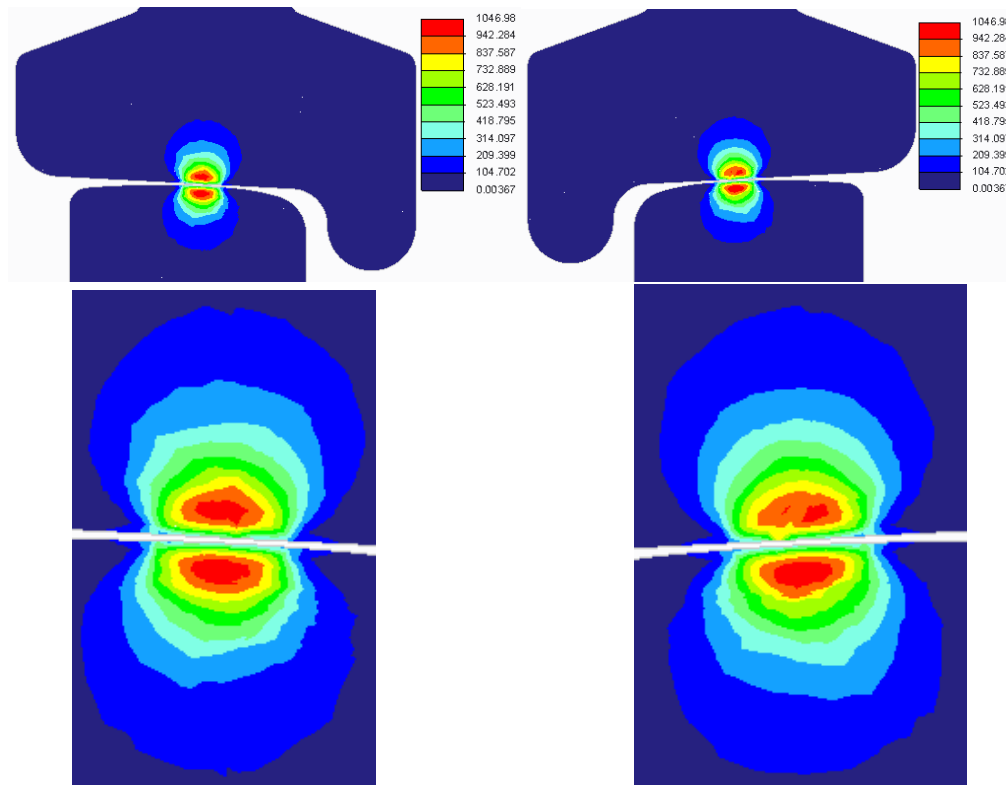
Radio del rodillo de 300 mm

Se cambia el DIAMETRO por 600 mm.

Presión máxima de contacto: 1795.83 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



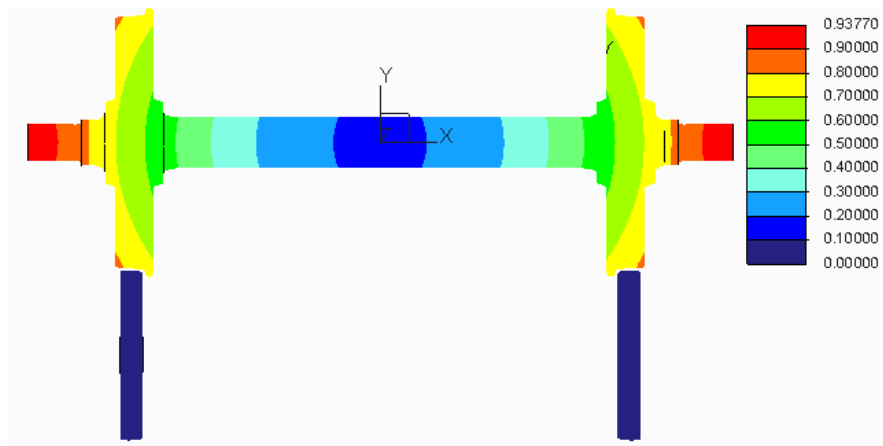
Tensión máxima de contacto: 1046.98 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 95.3127 mm²

Lado derecho: 95.0927 mm²

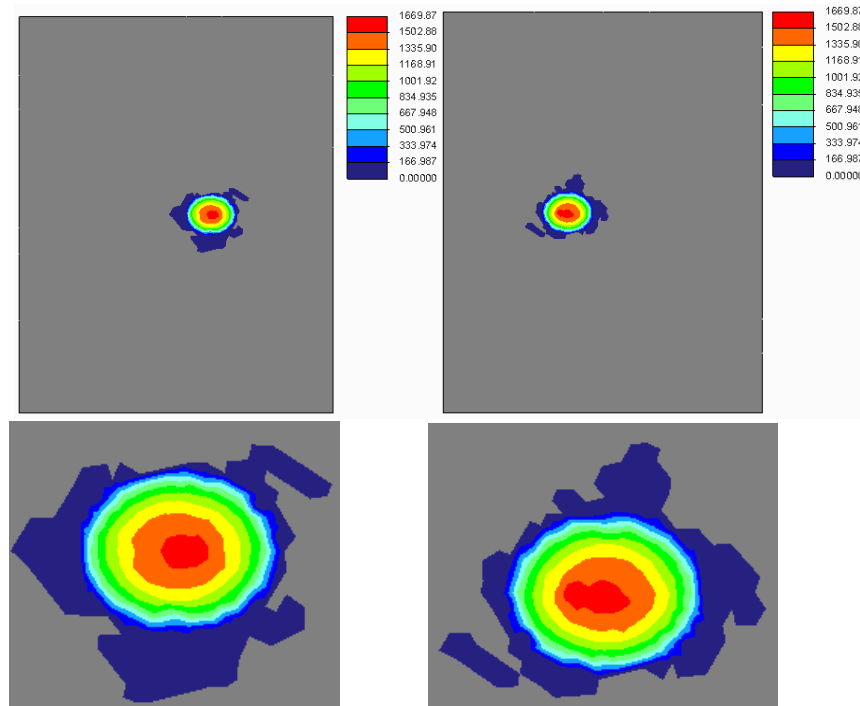
Desplazamiento máximo: 0.93770 mm (orientación de la imagen: FRONT)



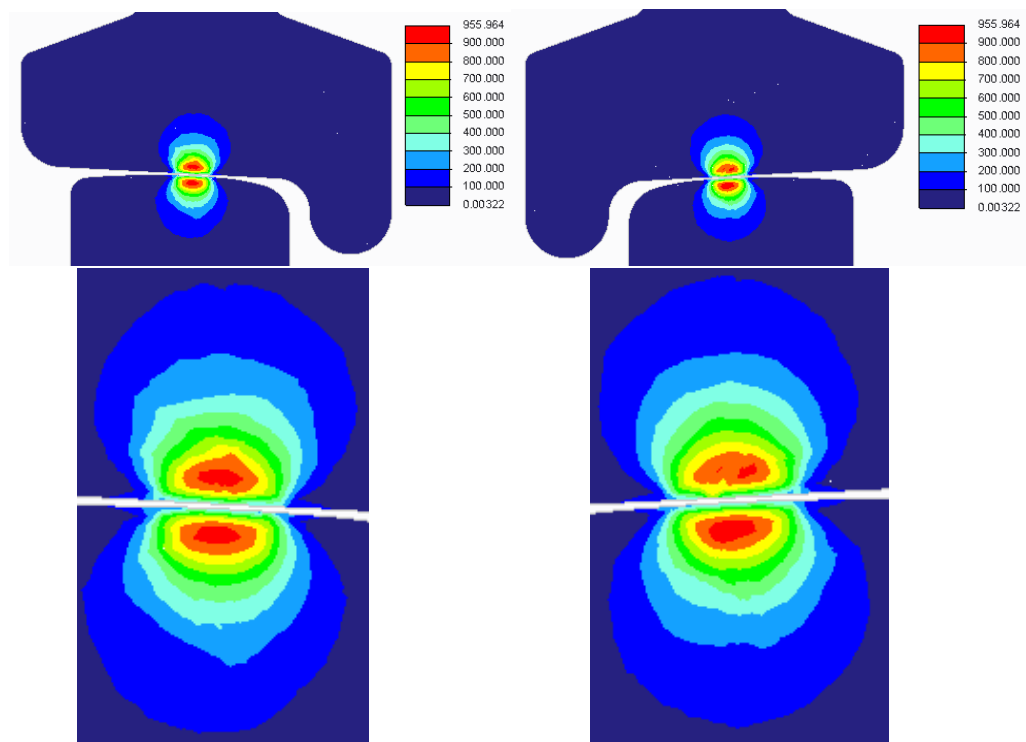
Radio del rodillo de 400 mm

Se cambia el DIAMETRO por 800 mm.

Presión máxima de contacto: 1669.87 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



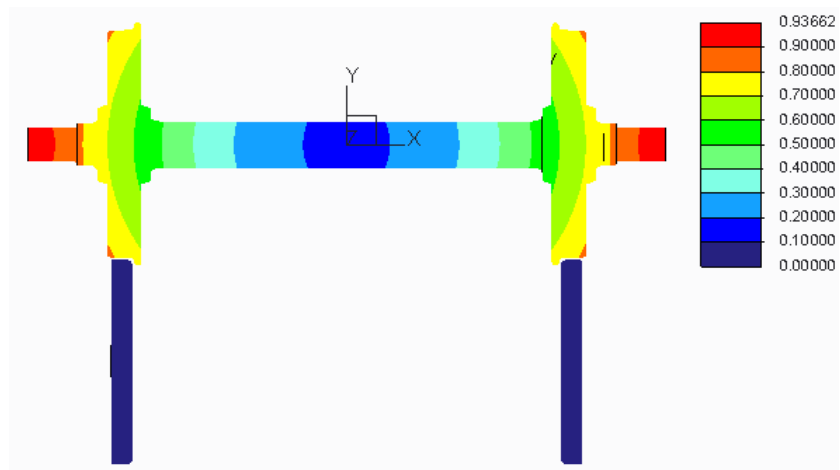
Tensión máxima de contacto: 955.964 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 101.194 mm²

Lado derecho: 101.055 mm²

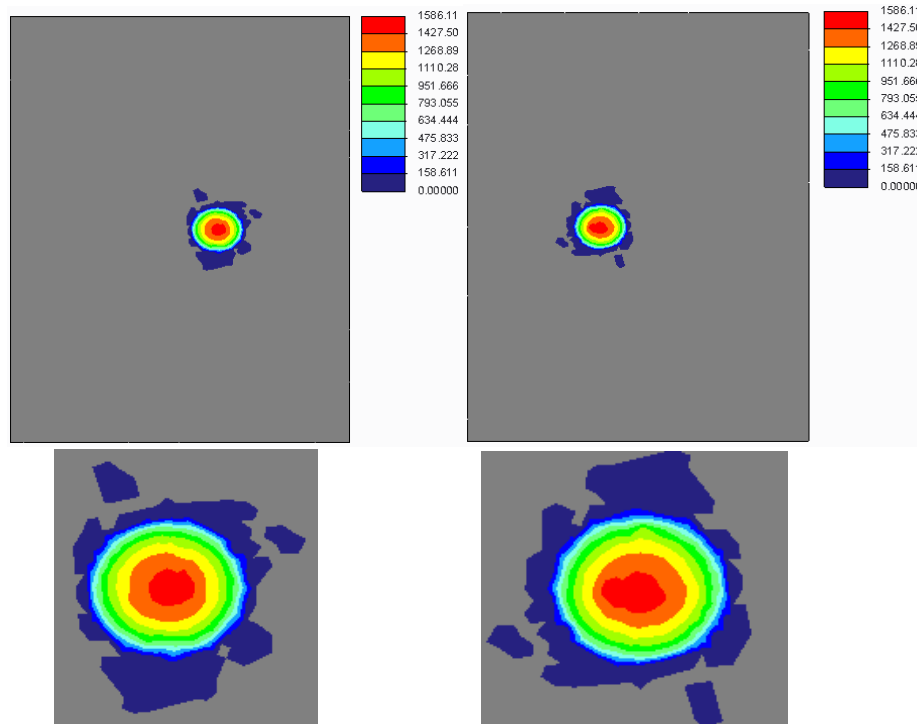
Desplazamiento máximo: 0.93662 mm (orientación de la imagen: FRONT)



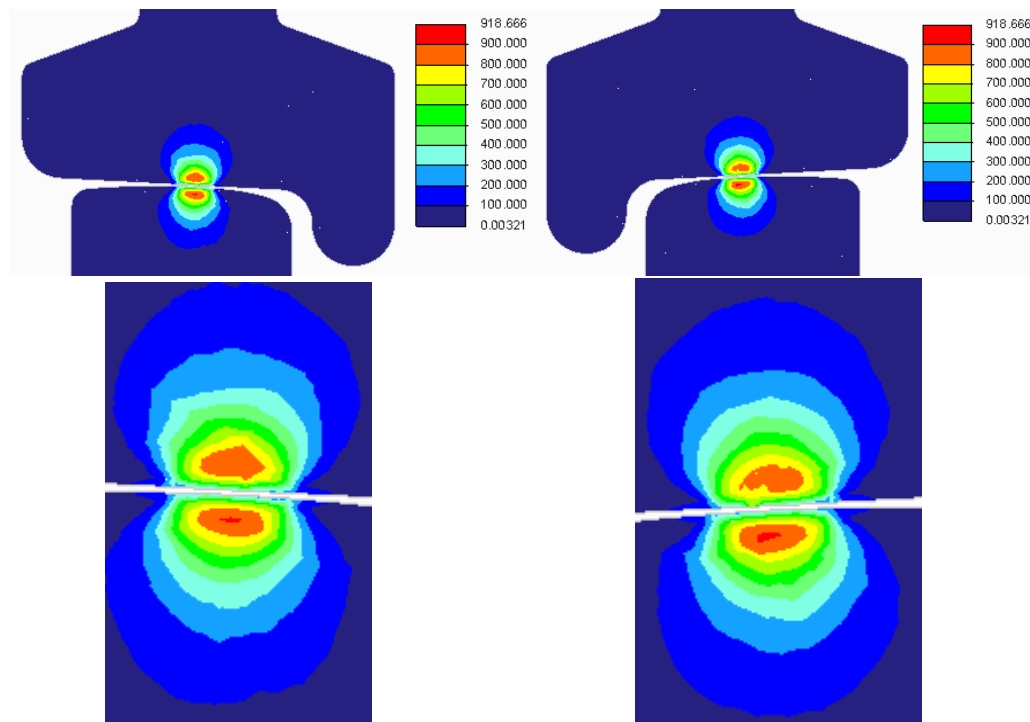
Radio del rodillo de 500 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1000 mm.

Presión máxima de contacto: 1586.11 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



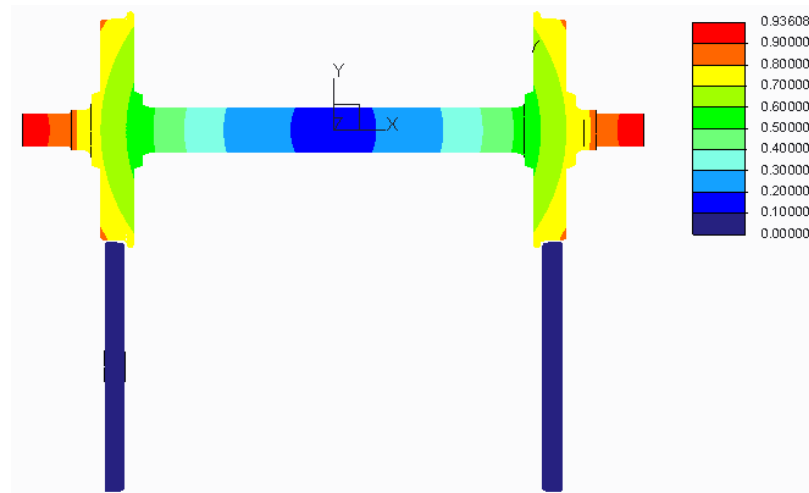
Tensión máxima de contacto: 918.666 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 105.45 mm²

Lado derecho: 105.38 mm²

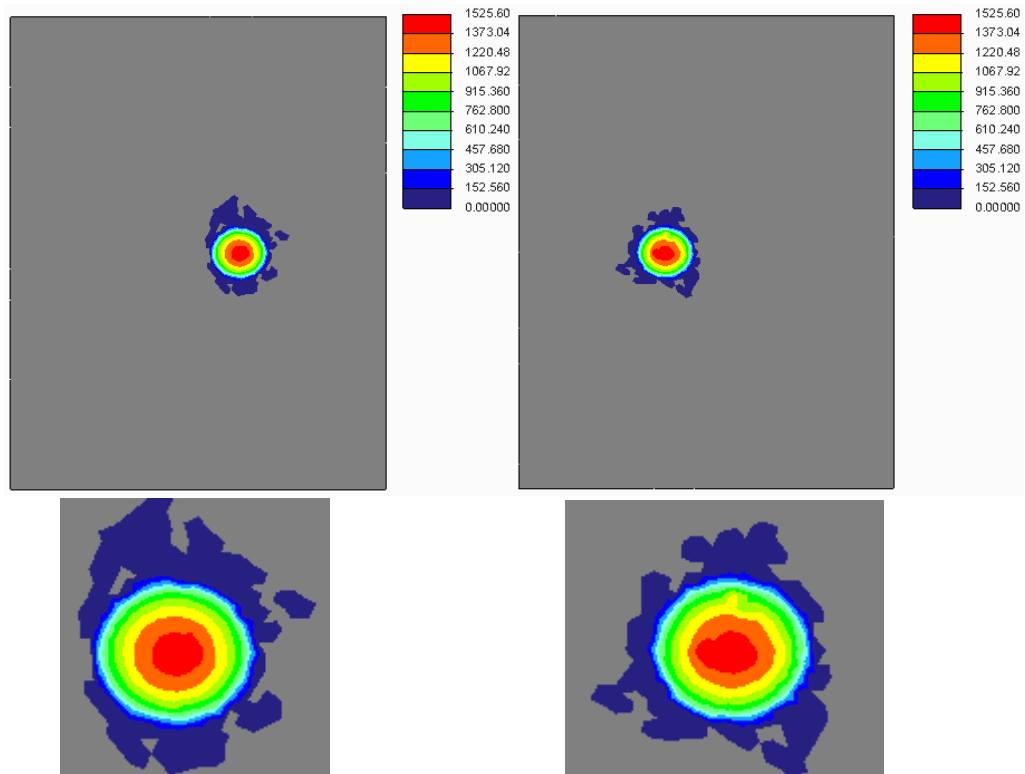
Desplazamiento máximo: 0.93608 mm (orientación de la imagen: FRONT)



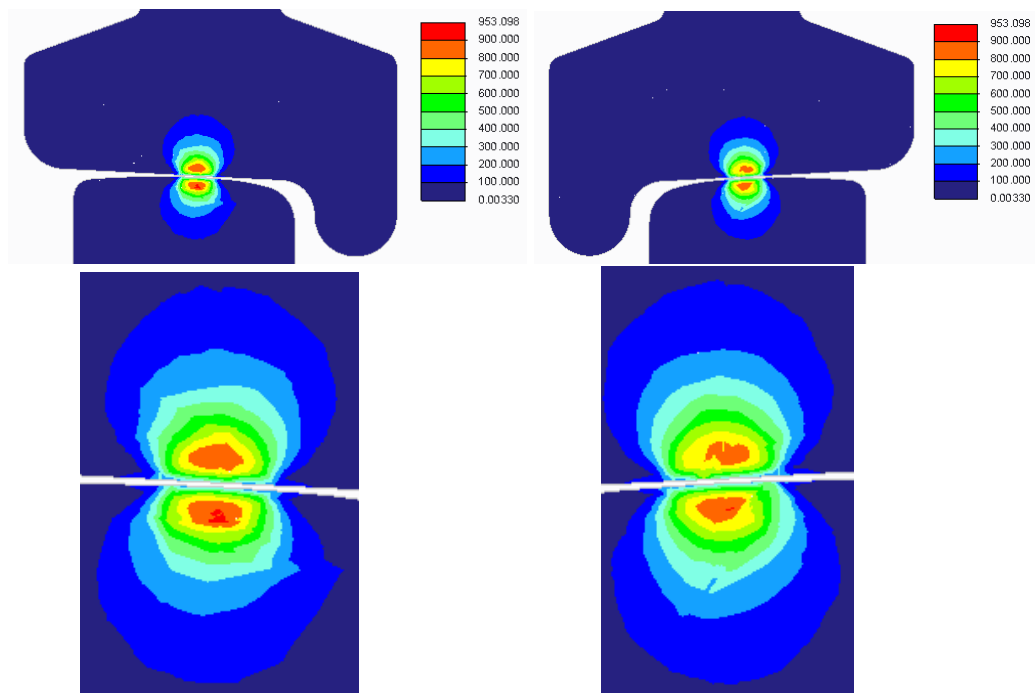
Radio del rodillo de 600 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1200 mm.

Presión máxima de contacto: 1525.60 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



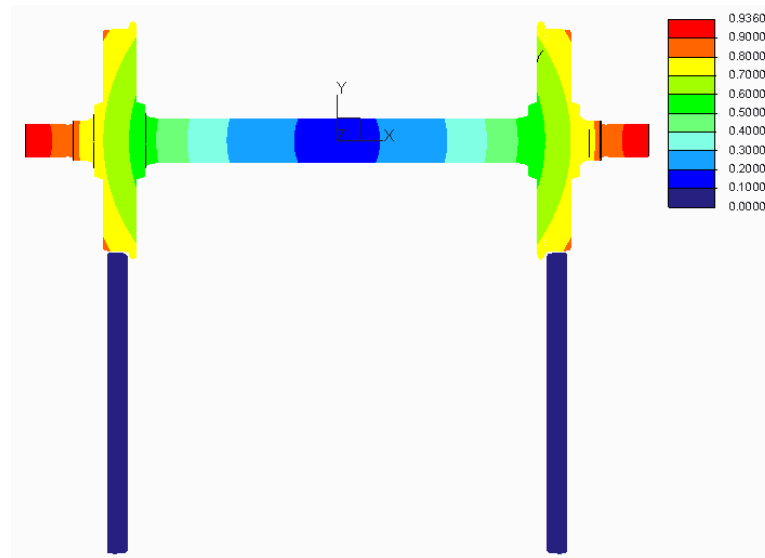
Tensión máxima de contacto: 953.098 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 108.362 mm²

Lado derecho: 108.158 mm²

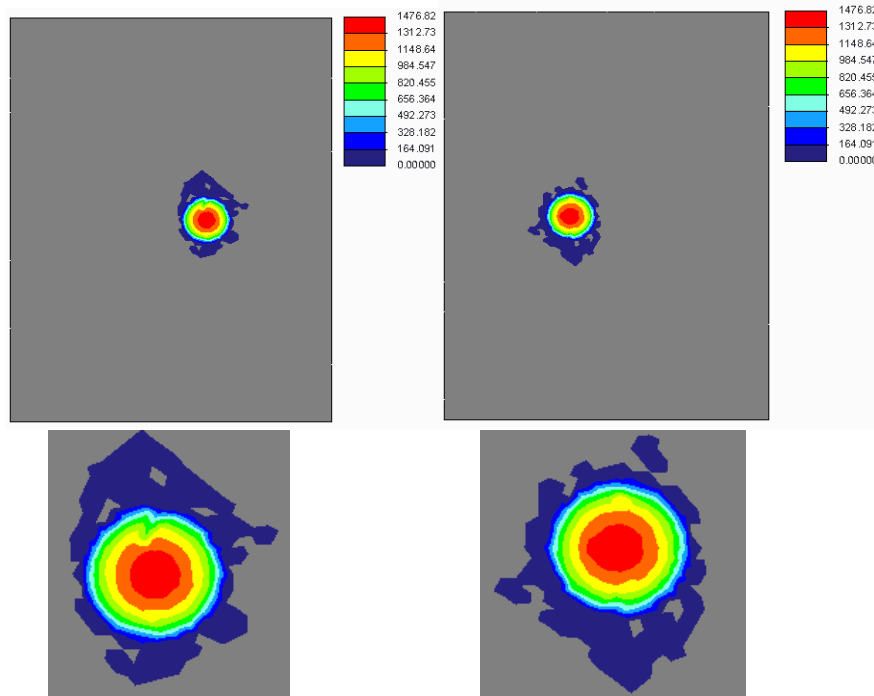
Desplazamiento máximo: 0.93603 mm (orientación de la imagen: FRONT)



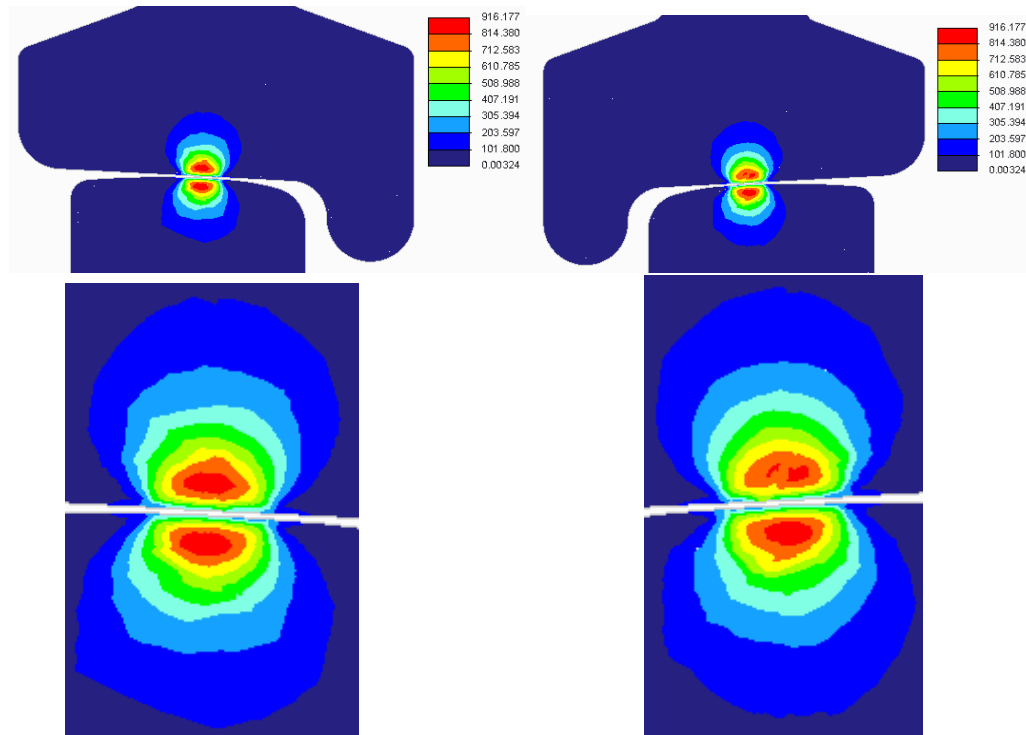
Radio del rodillo de 700 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1400 mm.

Presión máxima de contacto: 1476.82 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



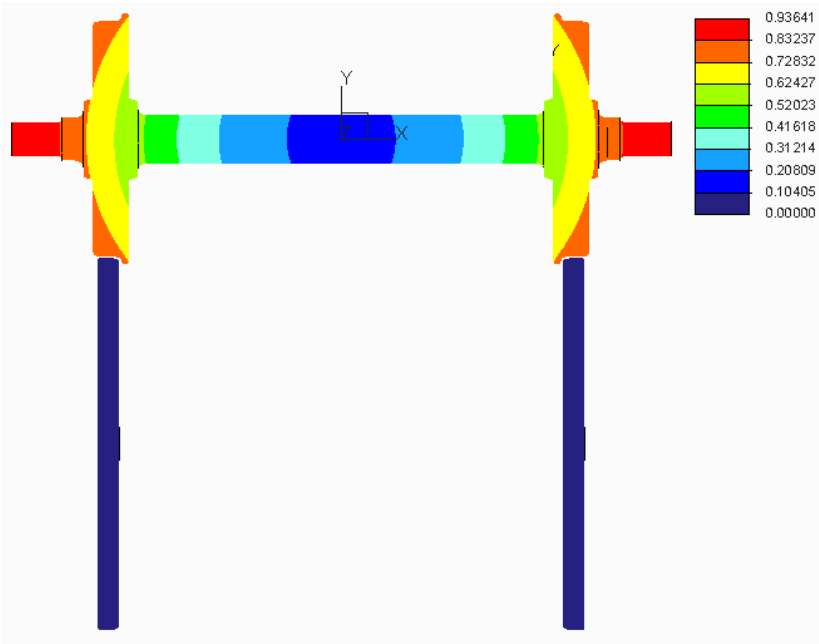
Tensión máxima de contacto: 9160177 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 110.602 mm²

Lado derecho: 110.67 mm²

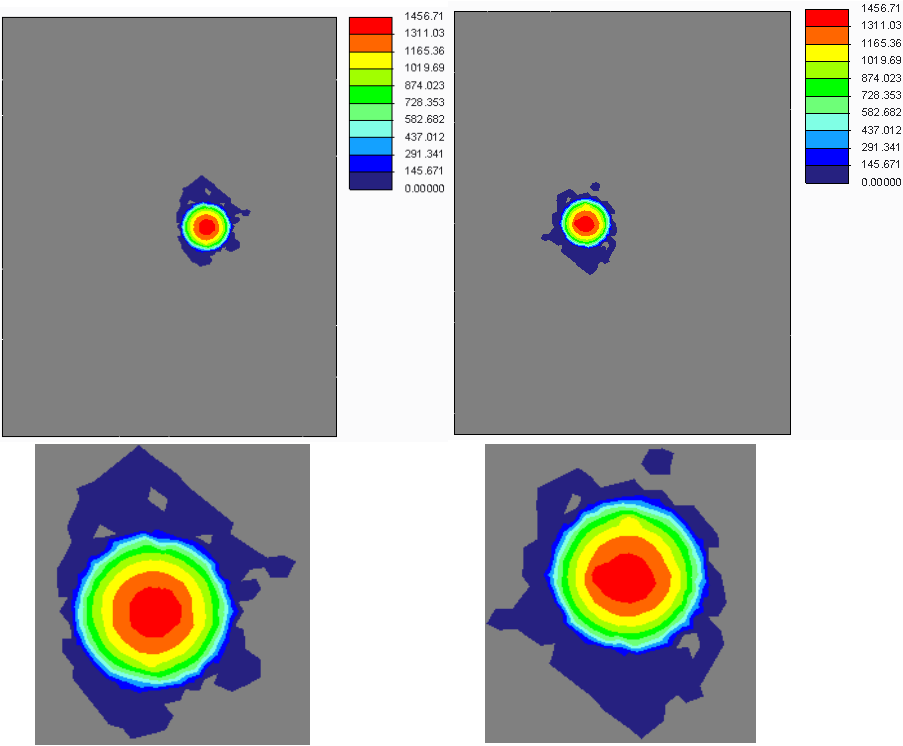
Desplazamiento máximo: 0.93641 mm (orientación de la imagen: FRONT)



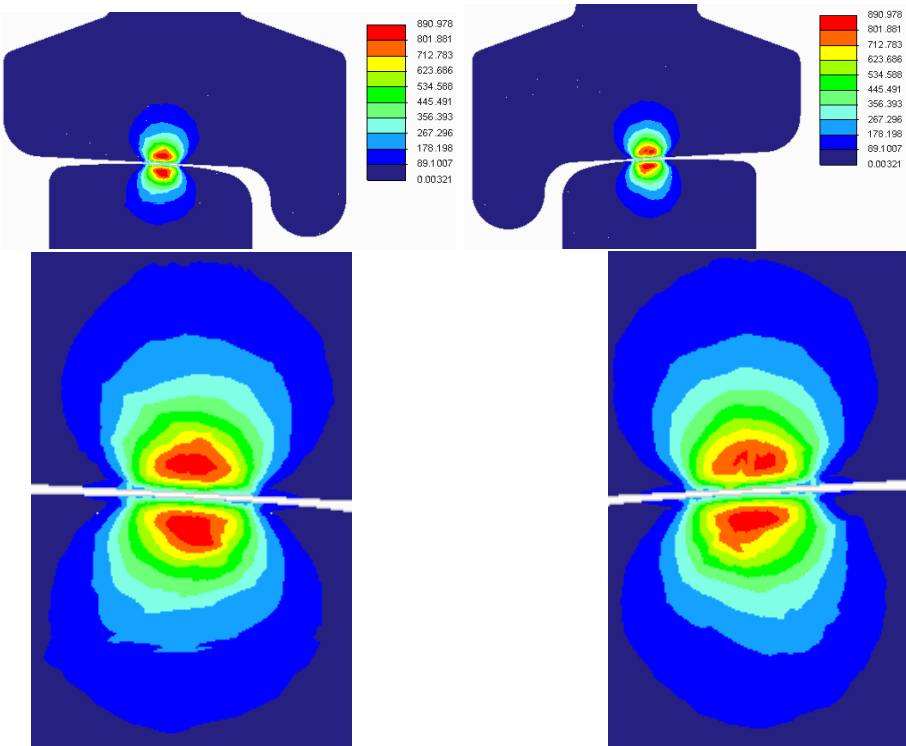
Radio del rodillo de 800 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1600 mm.

Presión máxima de contacto: 1456.71 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



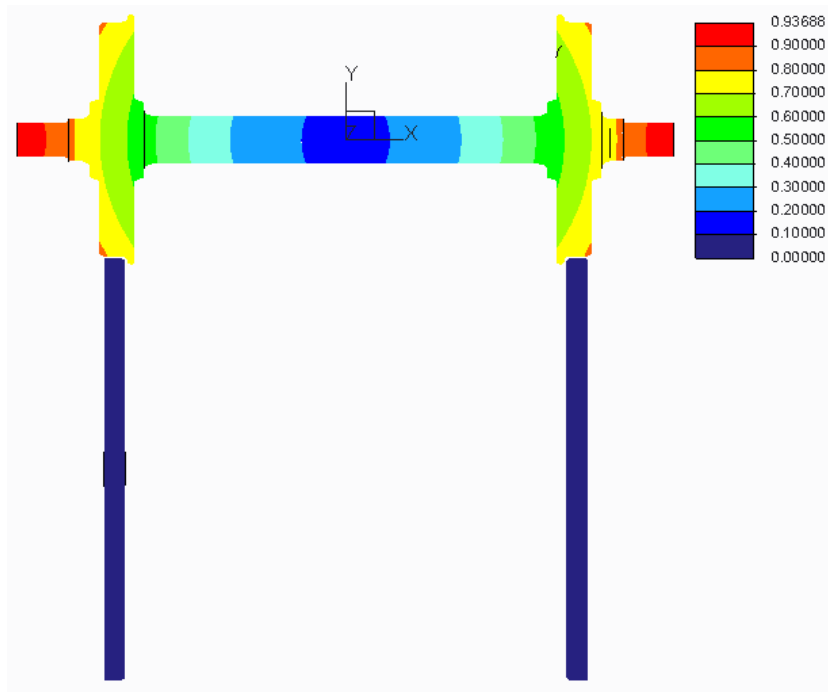
Tensión máxima de contacto: 890.978 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 112.848 mm²

Lado derecho: 112.377 mm²

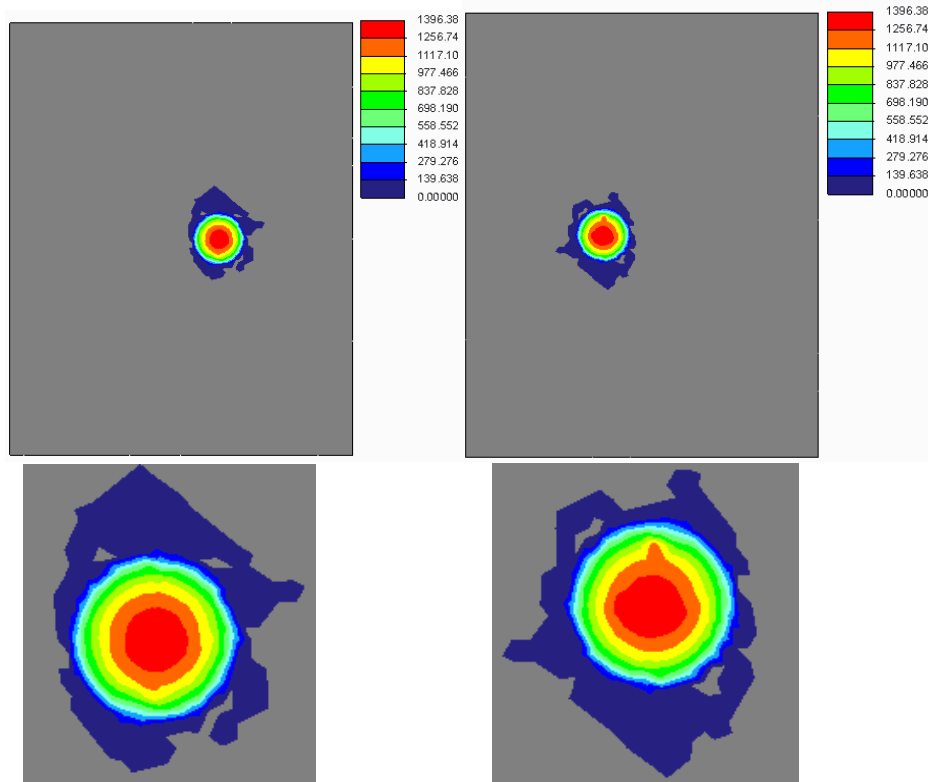
Desplazamiento máximo: 0.93688 mm (orientación de la imagen: FRONT)



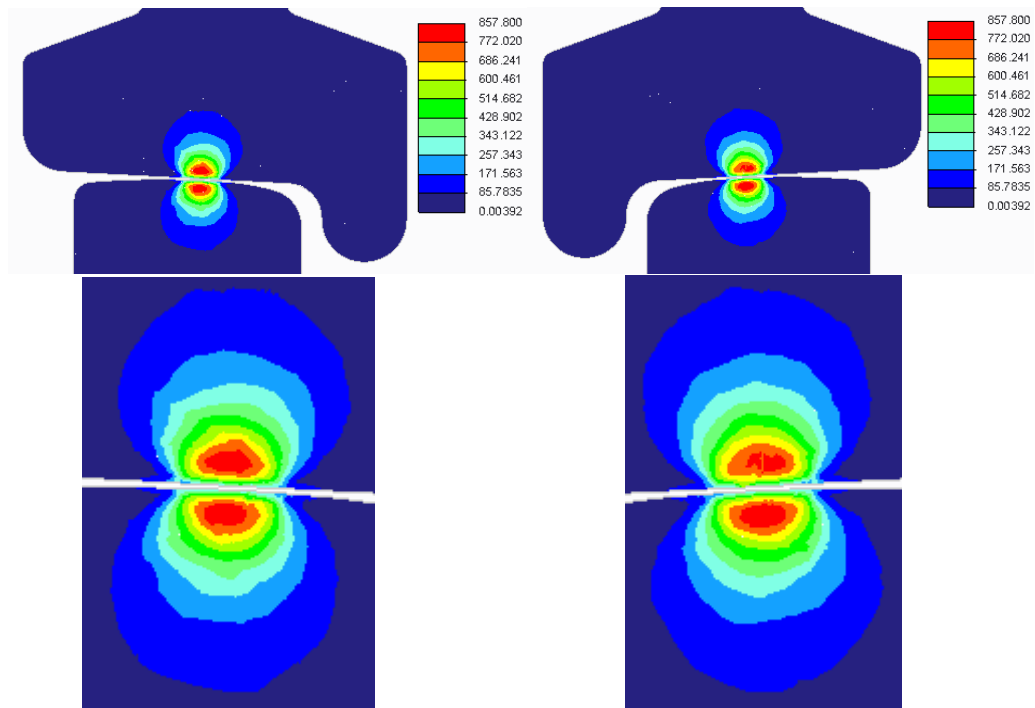
Radio del rodillo de 900 mm

Se cambia el DIAMETRO por 1800 mm.

Presión máxima de contacto: 1396.38 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



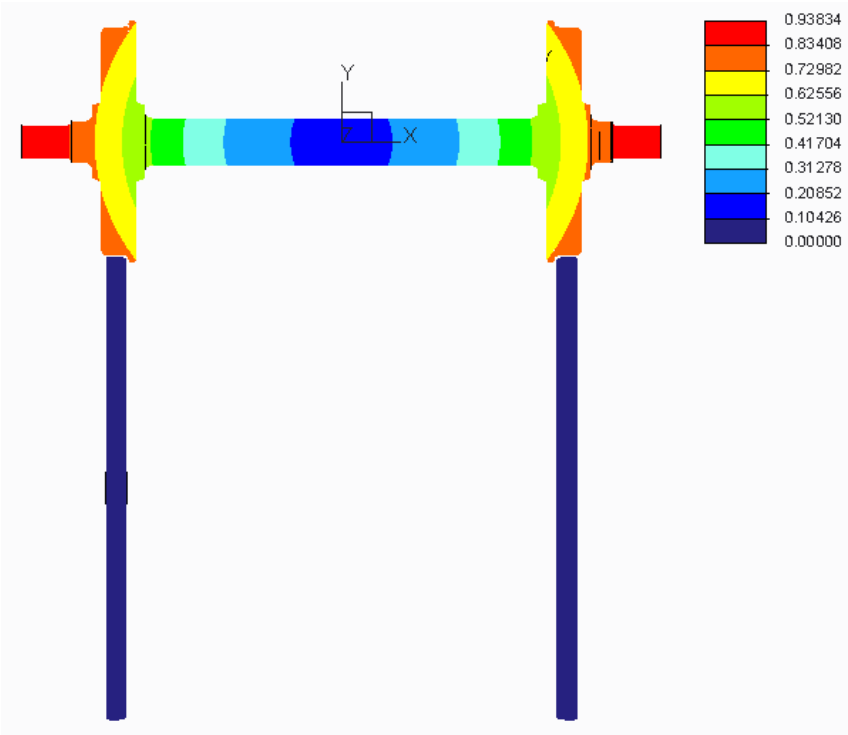
Tensión máxima de contacto: 857.8 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 114.542 mm²

Lado derecho: 114.273 mm²

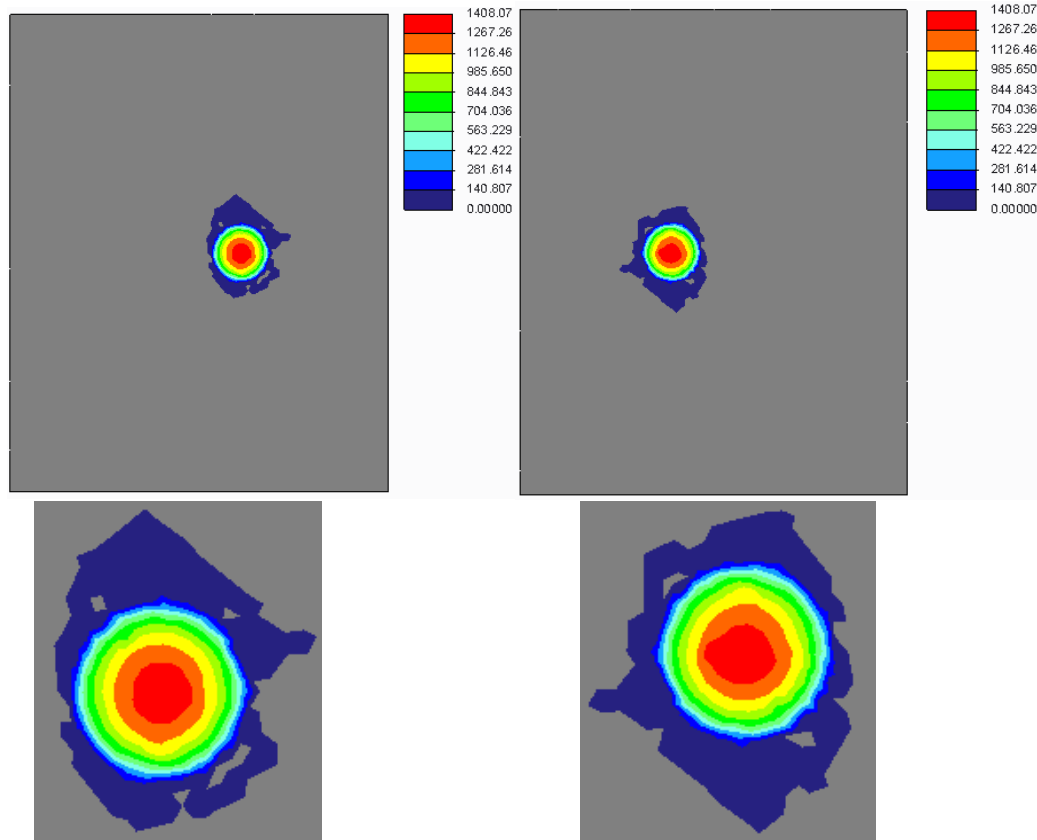
Desplazamiento máximo: 0.93834 mm (orientación de la imagen: FRONT)



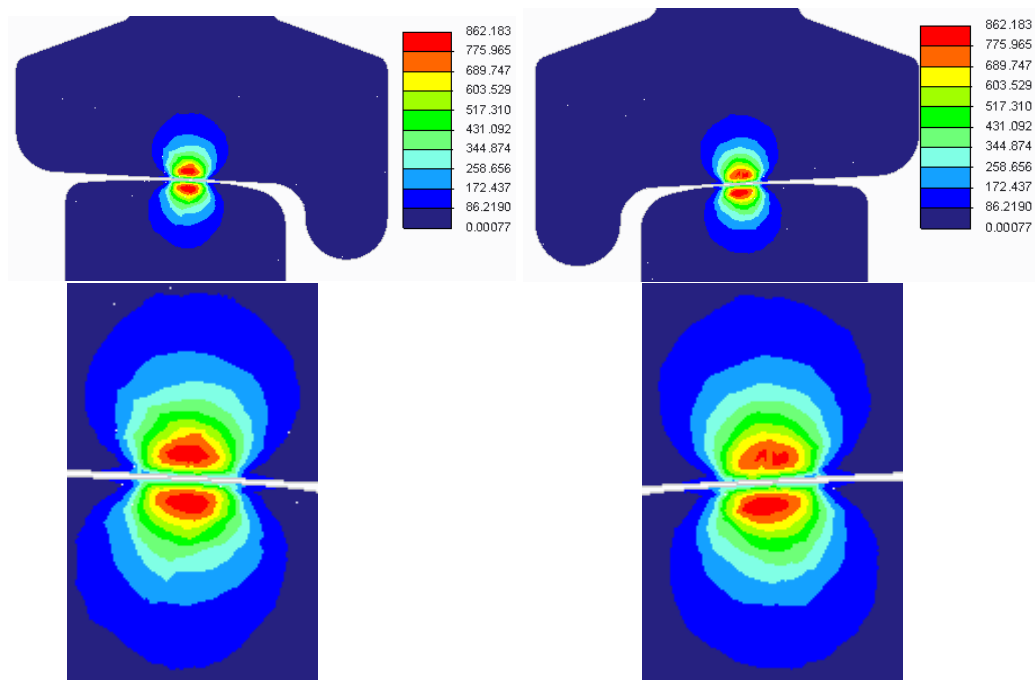
Radio del rodillo de 1000 mm

Se cambia el DIAMETRO por 2000 mm.

Presión máxima de contacto: 1408.07 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



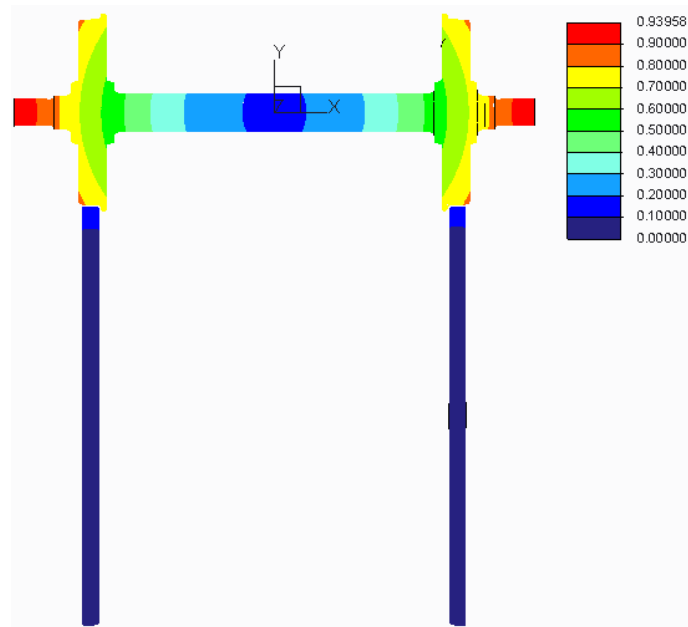
Tensión máxima de contacto: 862.183 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 115.656 mm²

Lado derecho: 115.41 mm²

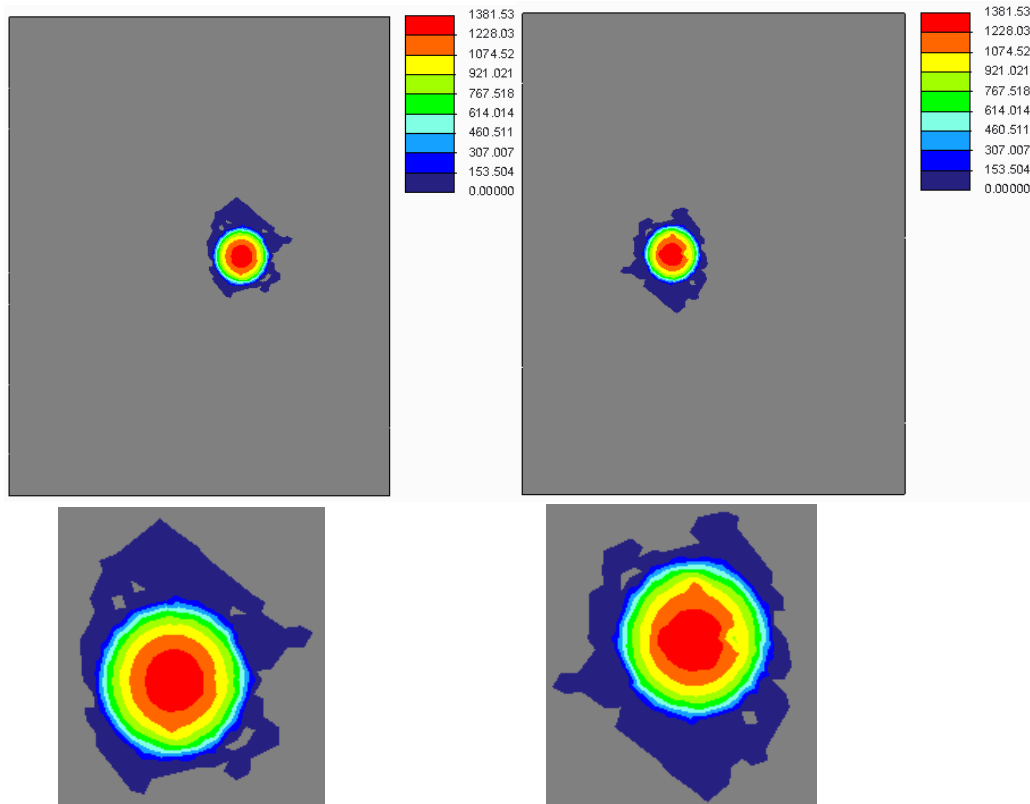
Desplazamiento máximo: 0.93958 mm (orientación de la imagen: FRONT)



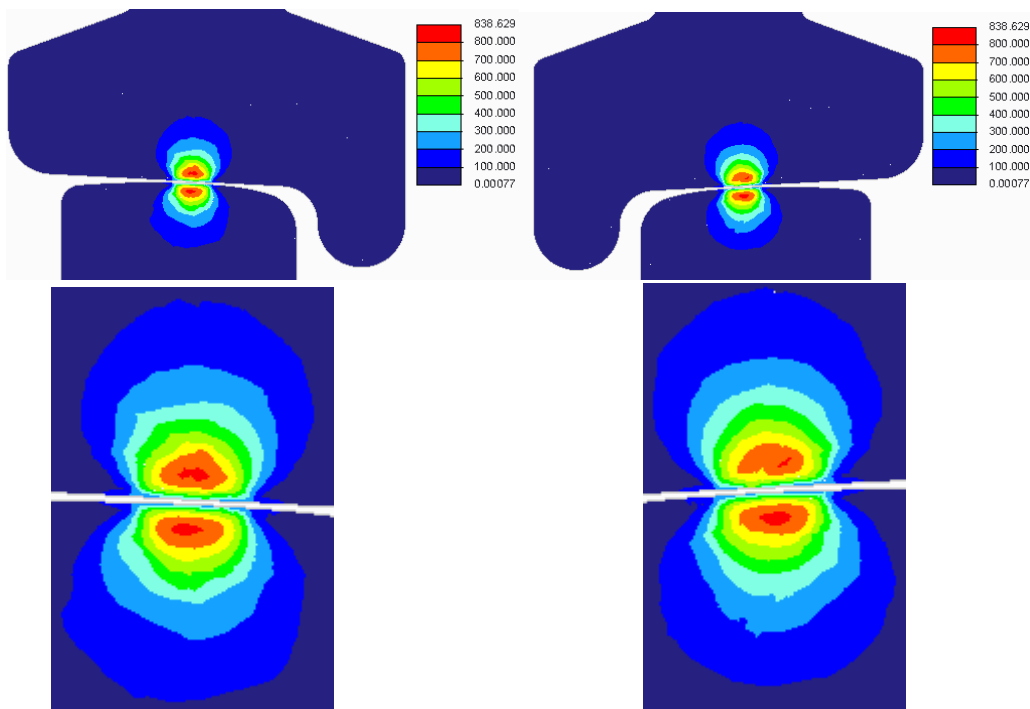
Radio del rodillo de 1100 mm

Se cambia el DIAMETRO por 2200 mm.

Presión máxima de contacto: 1381.53 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



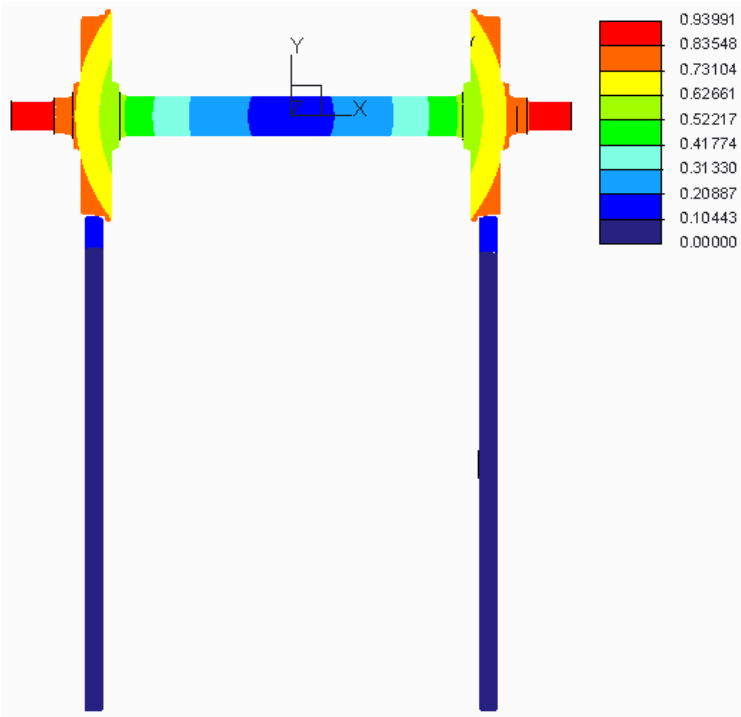
Tensión máxima de contacto: 838.629 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 116.99 mm²

Lado derecho: 116.604 mm²

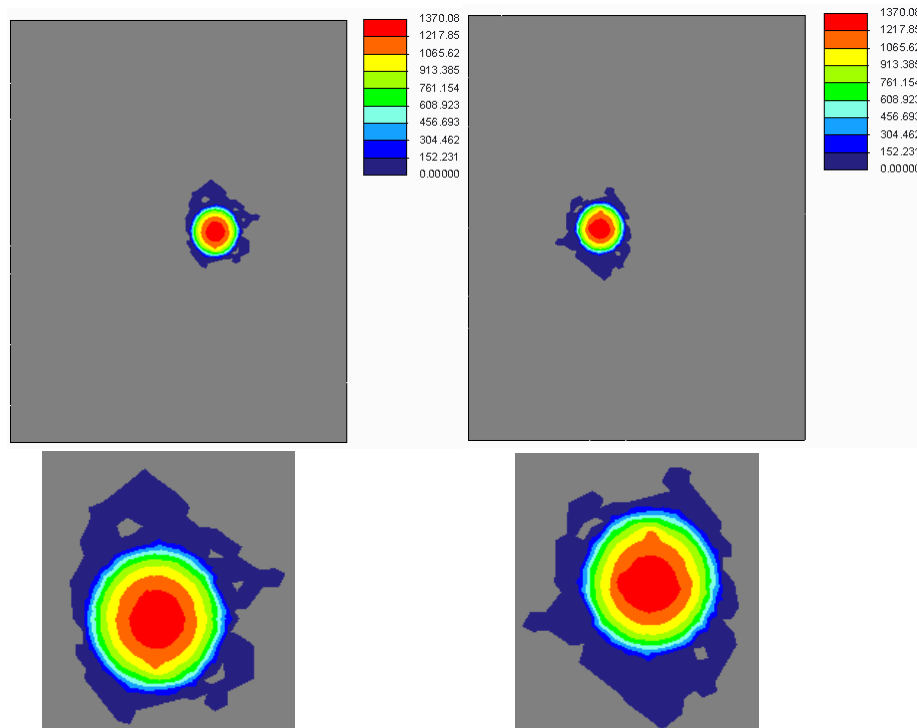
Desplazamiento máximo: 0.93991 mm (orientación de la imagen: FRONT)



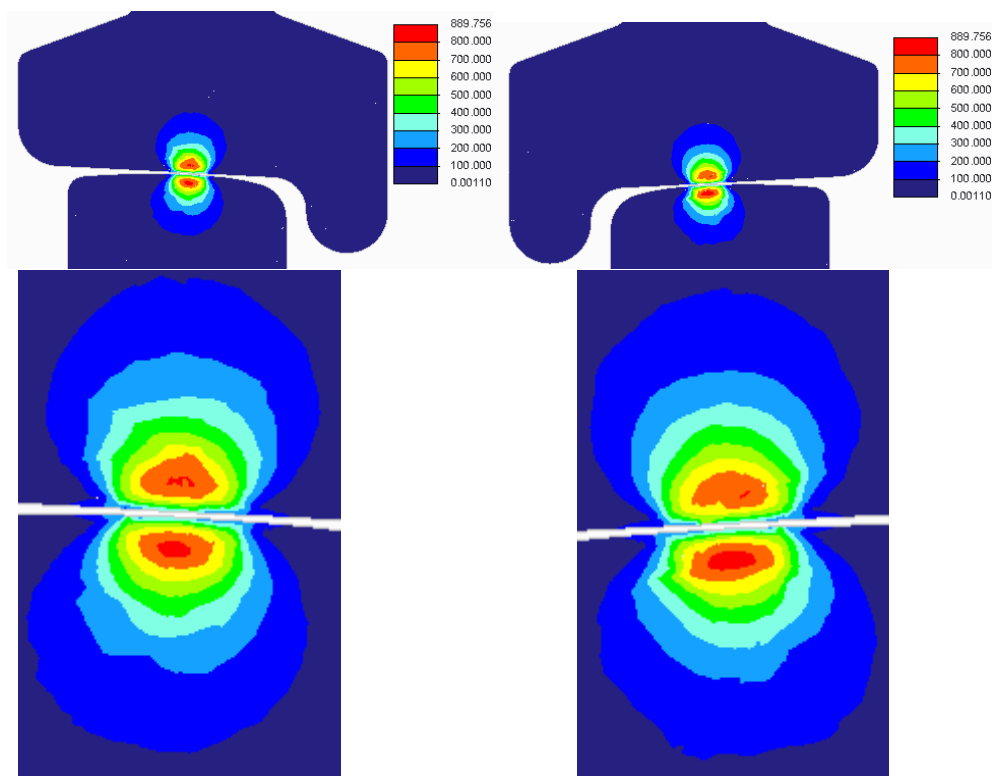
Radio del rodillo de 1200 mm

Se cambia el DIAMETRO por 2400 mm.

Presión máxima de contacto: 1370.08 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



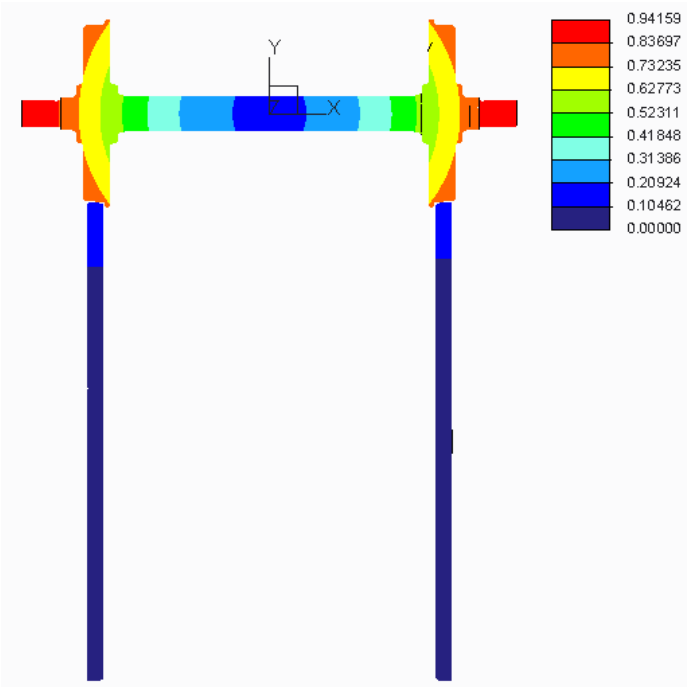
Tensión máxima de contacto: 889.756 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 118.097 mm²

Lado derecho: 117.786 mm²

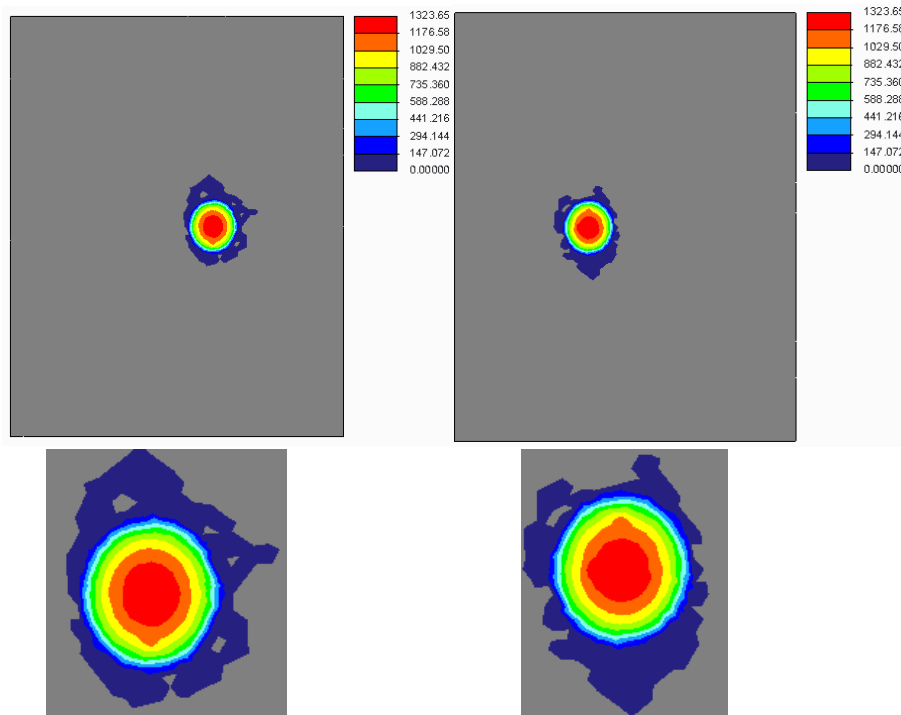
Desplazamiento máximo: 0.94159 mm (orientación de la imagen: FRONT)



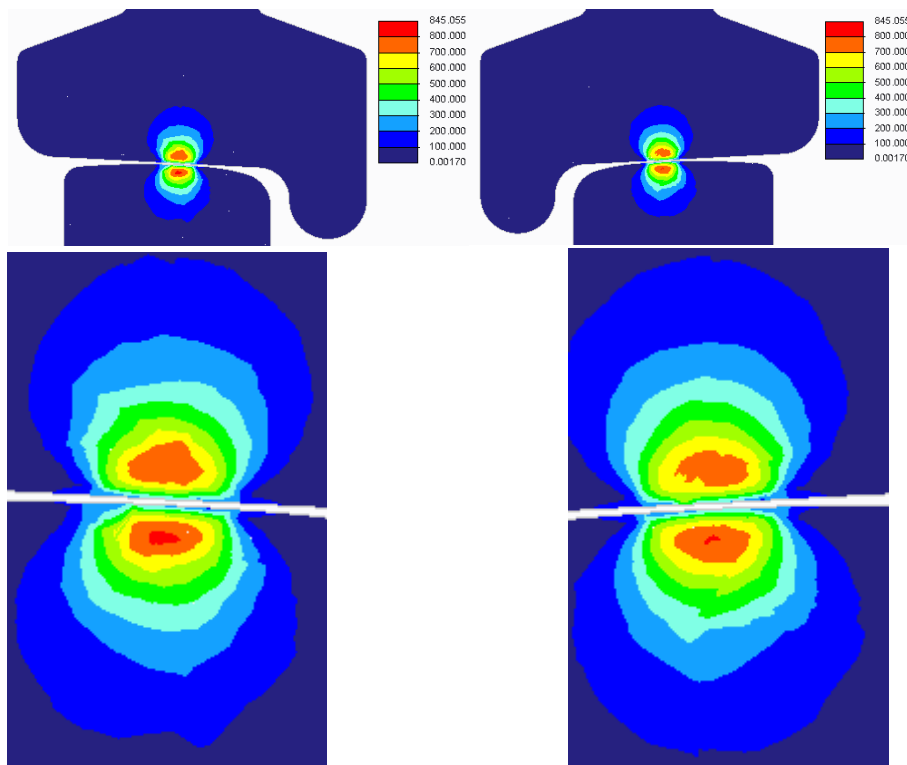
Radio del rodillo de 1500 mm

Se cambia el DIAMETRO por 3000 mm.

Presión máxima de contacto: 1323.65 MPa (orientación de las imágenes: TOP)



Tensión máxima de contacto: 845.055 MPa (orientación de las imágenes: FRONT, corte a la mitad)



Área de contacto: Lado izquierdo: 120.285 mm²

Lado derecho: 119.945 mm²

Desplazamiento máximo: 0.94766 mm (orientación de la imagen: FRONT)

